

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

ANGELO SAČEK

Zagreb, 2014.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentori:

Prof. dr. sc. Zdravko Virag, dipl. ing.

Prof. dr. sc. Antun Galović, dipl. ing.

Student:

Angelo Saček

Zagreb, 2014.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentorima, profesoru dr. sc. Zdravku Viragu i profesoru dr. sc. Antunu Galoviću na znanju pruženom tijekom studija, kao i na korisnim informacijama i komentarima koji si mi uvelike pomogli pri izradi diplomskog rada. Katedri za mehaniku fluida i katedri za tehničku termodinamiku također se zahvaljujem na stečenom znanju potrebnom za izradu diplomskog rada koje mi je bilo pruženo tijekom studija.

Zahvaljujem gospodinu mr. sc. Mariu Jeloviću, dipl. ing. stroj. i tvrtki AVL na ponuđenoj temi, pruženoj mogućnosti upoznavanja tehnologije sustava za iskorištavanje otpadne topline u Grazu i informacijama za izradu diplomskog rada.

Najviše se zahvaljujem svojim roditeljima i pokojnom djedu, koji su me podržavali tijekom cijelog studija, vjerovali i nikad posumnjali u moje ambicije, znanje i sposobnost završetka studija.

Angelo Saček



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodogradnja i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Angelo Saček**

Mat. br.: 0035172931

Naslov rada na hrvatskom jeziku:

Optimizacija zatvorenog Rankineova ciklusa s obzirom na dobivenu snagu u odnosu na raspoloživu energiju vrućih ispušnih plinova

Naslov rada na engleskom jeziku:

Optimization of a closed Rankine cycle by maximization of obtained power with respect to the available energy of hot exhaust gases

Opis zadatka:

Zbog sve većih potreba i zahtjeva za zaštitom okoliša, danas se nastoji što više koristiti obnovljive izvore energije, odnosno poboljšati efikasnost postojećih toplinskih procesa. U slučaju motora s unutarnjim izgaranjem, energija ispušnih plinova se najčešće ispušta u okoliš. Tu energiju moguće je iskoristiti za dobivanje rada, čime se podiže efikasnost motora i doprinosi smanjenju zagađenja okoliša.

U radu je potrebno analizirati sustav za iskorištavanje otpadne topline ispušnih plinova iz motora cestovnih vozila. Sustav za iskorištavanje te otpadne topline se sastoji od pumpe, isparivača, radnog stroja i kondenzatora (ili grijalice). Radna tvar u sustavu je voda koja u sustavu obavlja zatvoreni Rankineov proces.

Pretpostaviti da su kondenzator i isparivač protusmjerni izmjenjivači topline tipa cijev u cijevi. Kondenzator je posredno hlađen optočnom vodom, koja se hladi zrakom. Za proračun kondenzatora proračunati koeficijent prolaza topline od radnog na rashladni medij, prema podacima iz literature.

U isparivač s jedne strane ulaze dimni plinovi temperature T_{dpu} , zadanim masenim protokom, a s druge ulazi voda. Voda se prvo zagrijava na temperaturu vrele kapljevine, zatim isparava i na kraju se vodena para pregrijava na određenu temperaturu. U svakoj od tri zone prethodno proračunati odgovarajući koeficijent prolaza topline s dimnih plinova na vodu.

Potrebno je:

- 1) Postaviti matematički model zatvorenog Rankineova procesa, pri čemu treba uzeti u obzir padove tlaka kroz isparivač i kondenzator, a za pumpu i radni stroj gubitke obračunati kroz izentropski stupanj djelovanja.
- 2) Razviti računalni program za određivanje parametra ciklusa za koje će dobivena snaga biti maksimalna s obzirom na raspoloživu energiju dimnih plinova.
- 3) Dobivene rezultate prikazati grafički.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

13. ožujka 2014.

Rok predaje rada:

15. svibnja 2014.

Predviđeni datumi obrane:

21., 22. i 23. svibnja 2014.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Antun Galović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zdravko Virag

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	1
2. SUSTAVI ZA ISKORIŠTAVANJE OTPADNE TOPLINE	2
2.1. Zašto iskorištavati otpadnu toplinu iz vozila	3
2.2. Primjena WHR-a.....	5
3. PRINCIP RADA.....	6
4. RADNI MEDIJ	8
4.1. Vrste radnog medija	8
4.2. Utjecaj topline isparavanja i gustoće.....	10
4.3. Utjecaj pregrijanja i kemijska stabilnost.....	10
5. KOMPONENTE SUSTAVA I NAČIN VOĐENJA.....	13
5.1. Brzina WHR sustava	13
5.2. Ekspanzijski stroj	13
5.3. Pumpa.....	14
5.4. Izmjenjivači topline.....	16
5.4.1. Isparivačka strana.....	16
5.4.2. Kondenzacijska strana.....	17
6. MATEMATIČKI MODEL.....	19
6.1. Svojstva zadanog toplinskog izvora (dimnih plinova).....	20
6.2. Pretpostavka stanja u točki 7 (suhozasićena para)	20
6.3. Minimalni dozvoljeni tlak u sustavu	20
6.4. Stanje u točki 7 (suhozasićena para)	20
6.5. Stanje u točki 8 (vrela kapljevina)	20
6.6. Izlaz iz kondenzatora – ulaz u pumpu (1)	21
6.7. Izlaz iz ekspanzijskog stroja – ulaz u kondenzator (6)	21
6.8. Izlaz iz pregrijača – ulaz u ekspanzijski stroj (5).....	21
6.9. Izlaz iz isparivača – ulaz u pregrijač (4)	22
6.10. Izlaz iz predgrijača – ulaz u isparivač (3)	22
6.11. Izlaz iz pumpe – ulaz u predgrijač (2).....	23
6.12. Maseni protok radnog medija	24
6.12.1. Bez ograničenja površina	24
6.12.2. S ograničenjem površina	24
6.13. Površine za izmjenu topline sa strane toplinskog izvora	25
6.13.1. Proračun površine predgrijača	26
6.13.2. Proračun površine isparivača	27

6.13.3. Proračun površina pregrijača	28
6.14. Površine za izmjenu topline sa strane toplinskog ponora (kondenzator)	29
6.14.1. Proračun površine kondenzatora	29
6.15. Izmjenjeni toplinski tokovi, snage i iskoristivost	31
7. Rezultati simulacije	32
7.1. Voda kao radni medij	34
7.1.1. Bez ograničenja površine	34
7.1.2. S ograničenjem površine na strani kondenzatora	36
7.2. Etanol kao radni medij	38
7.2.1. Bez ograničenja površine	38
7.2.2. S ograničenjem površine na strani kondenzatora	40
8. ZAKLJUČAK	42
LITERATURA	43
PRILOZI	45

POPIS SLIKA

Slika 1. Raspodjela energije u kamionu unesene gorivom [3]	1
Slika 2. Toplinski stroj [5]	2
Slika 3. Distribucija emisija CO ₂ iz fosilnih goriva u EU [2]	3
Slika 4. Vrijednost barela nafte od 1947. do 2011. godine, u dolarima [7]	4
Slika 5. Laboratorijska jedinica WHR sustava [9]	4
Slika 6. Hondin prototip WHR sustava u automobilu [10]	5
Slika 7. Shematski prikaz WHR sustava spojenog na motor s unutarnjim izgaranjem [5]	6
Slika 8. Primjer idealnog i realnog ORC-a u T,s dijagramu [13]	7
Slika 9. Primjer suhog, mokrog i izentropskog fluida u T,s dijagramu [14]	8
Slika 10. Mokri, izentropski i suhi fluid [15]	9
Slika 11. h,s dijagram suhog fluida, pentana [15]	10
Slika 12. Utjecaj pregrijanja na efikasnost sustava za suhe fluide [15]	11
Slika 13. Izbor turbine i/ili ekspandera na osnovu snage [17]	14
Slika 14. Efikasnosti pumpi u ovisnosti o broju okretaja [18]	15
Slika 15. Orebreni izmjenjivač i izmjenjivač topline s lamelama [21]	17
Slika 16. Sustav hlađenja motora automobila [23]	17
Slika 17. Izentropska i realna ekspanzija	22
Slika 18. Izentropska i realna kompresija	23
Slika 19. T,s dijagram	34
Slika 20. h,s dijagram	35
Slika 21. Maksimalna snaga pri promjenjivoj površini odvođenja topline za različite temperature okolišnjeg zraka	36
Slika 22. T,s dijagram	38
Slika 23. h,s dijagram	39
Slika 24. Maksimalna snaga pri promjenjivoj površini odvođenja topline za različite temperature okolišnjeg zraka	40

POPIS TABLICA

Tablica 1. Najčešće korišteni radni mediji i njihove karakteristike [16].....	12
Tablica 2. Molni udjeli sudionika u ispušnim dimnim plinovima	32
Tablica 3. Koeficijenti prolaska topline [26], [27]	32
Tablica 4. Ostali ulazni parametri	33
Tablica 5. Rezultati simulacije za slučaj bez ograničenja površine sa vodom kao radnim medijem	33
Tablica 6. Točke ciklusa i pripadajuća stanja	35
Tablica 7. Rezultati simulacije za slučaj bez ograničenja površine sa vodom kao radnim medijem	35
Tablica 8. Rezultati simulacija s ograničenjem na površinu s vodom kao radnim medijem ...	37
Tablica 9. Točke ciklusa i pripadajuća stanja	39
Tablica 10. Rezultati simulacije za slučaj bez ograničenja površine sa vodom kao radnim medijem	39
Tablica 11. Rezultati simulacija s ograničenjem na površinu s etanolom kao radnim medijem	41

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_{dov}	m^2	Ukupna površina za izmjenu topline sa strane toplinskog izvora
A_{odv}	m^2	Ukupna površina za izmjenu topline sa strane toplinskog ponora
$A_{\text{o,hlad}}$	m^2	Površina za izmjenu topline hladnjaka motora
$A_{\text{o,isp}}$	m^2	Površina za izmjenu topline isparivača
$A_{\text{o,kond}}$	m^2	Površina za izmjenu topline kondenzatora
$A_{\text{o,pre}}$	m^2	Površina za izmjenu topline pregrijača
$A_{\text{o,pred}}$	m^2	Površina za izmjenu topline predgrijača
$C_{1,\text{hlad}}$	J/K	Toplinski kapacitet slabije struje u hladnjaku motora
$C_{2,\text{hlad}}$	J/K	Toplinski kapacitet jače struje u hladnjaku motora
$C_{1,\text{isp}}$	J/K	Toplinski kapacitet slabije struje u isparivaču
$C_{2,\text{isp}}$	J/K	Toplinski kapacitet jače struje u isparivaču
$C_{1,\text{kond}}$	J/K	Toplinski kapacitet slabije struje u kondenzatoru
$C_{2,\text{kond}}$	J/K	Toplinski kapacitet jače struje u kondenzatoru
$C_{1,\text{pre}}$	J/K	Toplinski kapacitet slabije struje u pregrijaču
$C_{2,\text{pre}}$	J/K	Toplinski kapacitet jače struje u pregrijaču
$C_{1,\text{pred}}$	J/K	Toplinski kapacitet slabije struje u predgrijaču
$C_{2,\text{pred}}$	J/K	Toplinski kapacitet jače struje u predgrijaču
h_i	J/kg	Entalpija i-te točke
$h_{\text{dp,in}}$	J/kg	Entalpija dimnih plinova na ulazu u pregrijač
$h_{2,\text{is}}$	J/kg	Entalpija točke 2 za slučaj izentropske kompresije
$h_{6,\text{is}}$	J/kg	Entalpija točke 6 za slučaj izentropske ekspanzije
i	-	Indeksna notacija broja točke (1÷8)
k_{isp}	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Koeficijent prolaska topline u isparivaču
k_{kond}	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Koeficijent prolaska topline u kondenzatoru
k_{pre}	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Koeficijent prolaska topline u pregrijaču
k_{pred}	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Koeficijent prolaska topline u predgrijaču
k_{vz}	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$	Koeficijent prolaska topline u kontaktu s okolišnjim zrakom
\dot{m}_{dp}	kg/s	Maseni protok dimnih plinova
\dot{m}_{w}	kg/s	Maseni protok radnog medija
p_i	Pa	Tlak i-te točke
p_{a}	Pa	Atmosferski tlak
p_{dp}	Pa	Tlak dimnih plinova
p_{min}	Pa	Minimalni dozvoljeni tlak u sustavu
$\frac{p_2}{p_1}$	-	Omjer tlakova na izlazu i ulazu pumpe

$\frac{p_3}{p_2}$	-	Omjer tlakova na izlazu i ulazu u predgrijač
$\frac{p_4}{p_3}$	-	Omjer tlakova na izlazu i ulazu u isparivač
$\frac{p_3}{p_5}$	-	Omjer tlakova na izlazu i ulazu u pregrijač
$\frac{p_4}{p_8}$	-	Omjer tlakova na kraju i početku kondenzacije
p_7		
P_{eks}	W	Snaga ekspanzijskog stroja
P_{netto}	W	Sveukupna snaga
P_{pump}	W	Snaga pumpe
s_i	J/(kg K)	Entropija i-te točke
$s_{2,is}$	J/(kg K)	Entropija točke 2 za slučaj izentropske kompresije
$s_{6,is}$	J/(kg K)	Entropija točke 6 za slučaj izentropske ekspanzije
T_i	K	Temperatura i-te točke
$T_{dp,in}$	K	Temperatura dimnih plinova na ulazu u pregrijač
$T_{dp,3}$	K	Temperatura dimnih plinova na ulazu u predgrijač
$T_{dp,4}$	K	Temperatura dimnih plinova na ulazu u isparivač
$T_{dp,out}$	K	Temperatura dimnih plinova na izlazu iz predgrijača
T_{isp}	K	Ekvivalentna temperatura isparavanja
T_{kond}	K	Ekvivalentna temperatura kondenzacije
x	kg/kg	Sadržaj pare
y_j	molj/mol _{dp}	Molni udio j-tog konstituenta dimnih plinova
ΔT_5	K	Temperaturna razlika između struje dimnih plinova i radnog medija u točki 5
ΔT_{pinch}	K	Temperaturna razlika između struje dimnih plinova i radnog medija u točki Pinch točki (točka 3)
ΔT_{pothl}	K	Temperaturni pad prilikom pothlađenja
η_{pump}	-	Izentropski stupanj djelovanja pumpe
η_{eks}	-	Izentropski stupanj djelovanja ekspanzijskog stroja
η_{term}	-	Termički stupanj djelovanja sustava
ϕ_{dov}	W	Ukupni toplinski tok doveden radnom mediju
ϕ_{odv}	W	Ukupni toplinski tok odveden od radnog medija
ϕ_{hlad}	W	Toplinski tok razmjenjen na hladnjaku motora
ϕ_{isp}	W	Toplinski tok razmjenjen na isparivaču
ϕ_{kond}	W	Toplinski tok razmjenjen na kondenzatoru
ϕ_{pre}	W	Toplinski tok razmjenjen na pregrijaču
ϕ_{pred}	W	Toplinski tok razmjenjen na predgrijaču
$\pi_{1,hlad}$	-	π_1 parametar kod hladnjaka motora
$\pi_{1,isp}$	-	π_1 parametar kod isparivača
$\pi_{1,kond}$	-	π_1 parametar kod kondenzatora
$\pi_{1,pre}$	-	π_1 parametar kod pregrijača
$\pi_{1,pred}$	-	π_1 parametar kod predgrijača

$\pi_{2,\text{hlad}}$	-	π_2 parametar kod hladnjaka motora
$\pi_{2,\text{isp}}$	-	π_2 parametar kod isparivača
$\pi_{2,\text{kond}}$	-	π_2 parametar kod kondenzatora
$\pi_{2,\text{pre}}$	-	π_2 parametar kod pregrijača
$\pi_{2,\text{pred}}$	-	π_2 parametar kod predgrijača
$\pi_{3,\text{hlad}}$	-	π_3 parametar kod hladnjaka motora
$\pi_{3,\text{isp}}$	-	π_3 parametar kod isparivača
$\pi_{3,\text{kond}}$	-	π_3 parametar kod kondenzatora
$\pi_{3,\text{pre}}$	-	π_3 parametar kod pregrijača
$\pi_{3,\text{pred}}$	-	π_3 parametar kod predgrijača

SAŽETAK

Optimizacija zatvorenog Rankineova ciklusa s obzirom na dobivenu snagu u odnosu na raspoloživu energiju vrućih ispušnih plinova

U radu je matematički modeliran rad sustava za iskorištavanje otpadne topline vrućih ispušnih plinova cestovnih vozila, koji se sastoji od šest komponenti (pumpa, predgrijač, isparivač, pregrijač, ekspander, kondenzator). Definiran je model Rankineovog ciklusa s osam karakterističnih točaka na ulazima, odnosno izlazima iz komponenti sustava. Svaka točka karakterizirana je pripadajućim tlakom, temperaturom, entalpijom i entropijom. Iz zakona očuvanja energije određuje se maseni protok radnog medija kroz sustav, izmjenjenjivani toplinski tokovi i dobivane neto snage u sustavu i određeni su termički stupnjevi djelovanja procesa. Izmjenjivači topline su modelirani pomoću bezdimenzijskih π značajki koje daju vezu između temperaturnih razlika i površine potrebne za izmjenu topline. U programskom paketu Matlab razvijen je odgovarajući numerički postupak za određivanje maksimalno dobivene snage uz zadana ograničenja: temperature i masenog protoka dimnih plinova, te temperature okolišnjeg zraka. Analizirani su sustavi za dva slučaja radnog medija (voda i etanol). Zaključeno je da maksimalno ostvariv neto rad kada se ne vodi računa o ograničenju površine izmjenjivača, nešto veći u slučaju etanola, ali uz više potrebne tlakove u ciklusu, i veće dovadane i odvađane toplinske tokove, pa posljedično i uz veće površine izmjenjivača topline. Za zadanu površinu izmjenjivača topline iz ciklusa s vodom je moguće dobiti veću snagu.

Ključne riječi:

Rankine organski ciklus voda etanol protok otpadna toplina snaga iskoristivost temperatura stupanj tlak površina nepovrativost cestovno vozilo kamion autobus motor unutarnje izgaranje ispušni plin atmosfera grijanje hlađenje kompresija isparavanje ekspanzija kondenzacija izmjenjiva

SUMMARY

Optimization of a closed Rankine cycle by maximization of obtained power with respect to the available energy of hot exhaust gases

This paper presents a mathematically modeled operation of a waste heat recovery from hot exhaust gases system for road vehicles, which consists of six components (pump, preheater, evaporator, superheater, expander, condenser). A Rankine cycle model with eight specific points on the outputs of the system components, and the state of working fluid on the saturation curve has been defined. Each point is characterized by the corresponding pressure, temperature, enthalpy and entropy. From the law of conservation of energy mass flow, heat fluxes and system power and thermal efficiencies of the process are determined. With the help of the dimensionless π parameters the area required for heat exchange is determined. An appropriate numerical method has been developed for determining the maximum achievable power given the constraints: temperature and mass flow of flue gases and the surrounding air temperature. Systems for two cases of a working fluid (water and ethanol) have been analyzed. It was concluded that the maximum achievable net power, without taking the limitation of the exchanger area into account, is slightly higher in case of ethanol, but requires higher cycle pressures, and higher input and output heat fluxes, and consequently with larger heat exchanger area. For a given heat exchanger area of the water it is possible to get more power.

Key words:

Rankine organic cycle water ethanol flow waste heat power efficiency temperature degree pressure area irreversibility road vehicle truck bus engine internal combustion exhaust gas atmosphere heating cooling compression evaporation expansion condensation exchanger

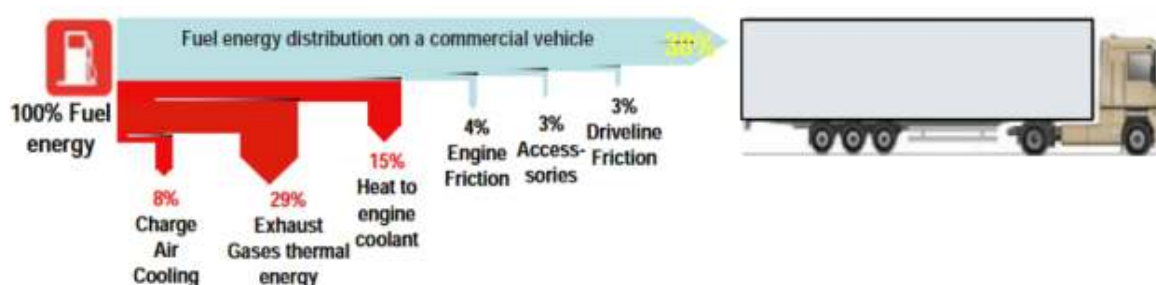
1. UVOD

U današnje vrijeme, predviđa se porast potrošnje energije u svijetu za 40%. Briga za okoliš i težnja za smanjenjem ovisnosti o fosilnim gorivima uzroci su potražnje za sofisticiranijim opcijama opskrbe energijom.

Po pitanju utjecaja na okoliš, pažnja se posvećuje globalnom zatopljenju, kiselim kišama, zagađenju zraka, vode i tla, uništavanju ozonskog omotača, devastaciji šuma i emisijama radioaktivnih supstanci.

Motor s unutarnjim izgaranjem, tijekom prošlog stoljeća, bio je glavni izvor snage automobila, teretnih kamiona, lokomotiva i brodova. Za tog razdoblja, cijena goriva, pa tako i ovisnost o stranim prodavačima nafte, rasla je. Iz tih razloga, proizvođači motora razvijaju nove tehnologije poput poboljšanog miješanja goriva i zraka, prednabijanje motora turbo-kompresorima, varijabilno vrijeme otvaranja ventila i dr. s ciljem povećanja toplinske efikasnosti motora. Međutim, 60 do 70% gorivom unesene energije i dalje se gubi, u obliku topline, preko hlađenja motora i putem ispušnih plinova. Osim toga, sve stroži propisi na emisije plinova zahtijevaju od proizvođača ograničavanje temperatura izgaranja i time smanjuju mogućnosti povećanja učinkovitosti.

Čini se da će se budući propisi i dalje sve više fokusirati na emisijama CO₂, što će zahtijevati povećanje efikasnosti motora s unutarnjim izgaranjem ili prelazak na skuplje hibridne pogone. S tim na umu, znanstvenici i inženjeri prepoznaju potencijal sustava za iskorištavanje otpadne topline za smanjenje potrošnje goriva, a time i smanjenje emisija. Štoviše, posljednja tehnološka dostignuća čine takve sustave izvedivima i isplativima [1].

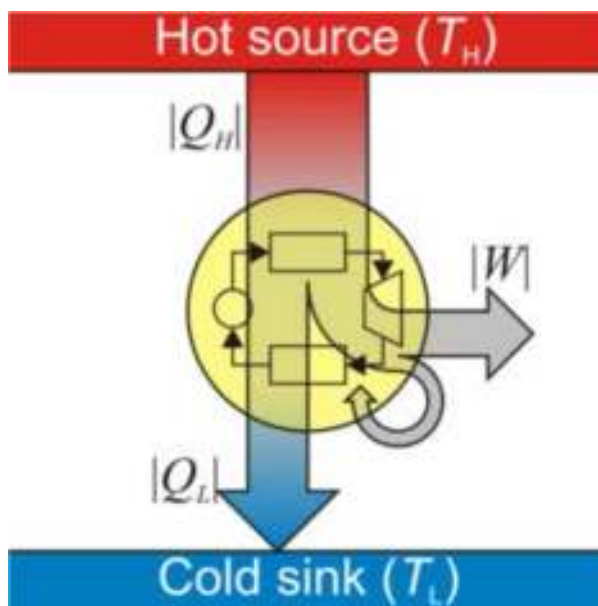


Slika 1. Raspodjela energije u kamionu unesene gorivom [3]

Slika 1. prikazuje dijagram raspodjele gubitaka energije u lancu od goriva do pogonske energije. Iz dijagrama se vidi da je najveći gubitak energije sadržan u osjetnoj toplini dimnih plinova.

2. SUSTAVI ZA ISKORIŠTAVANJE OTPADNE TOPLINE

Sustavi za iskorištavanje otpadne topline (engl. *Waste Heat Recovery*) ili skraćeno „WHR“ sustavi, kako i samo ime nalaže, sustavi su razvijeni u svrhu preuzimanja i iskorištavanja otpadne osjetne topline dimnih plinova. Ona nastaje kao nužna posljedica rada desnokretnog kružnog procesa [4], shematski prikazano na slici 2. Ovakvi sustavi koji se u termoelektranama koriste već dugi niz godina, u industriji cestovnih i plovničkih vozila još uvijek predstavljaju relativno novu tehnologiju.



Slika 2. Toplinski stroj [5]

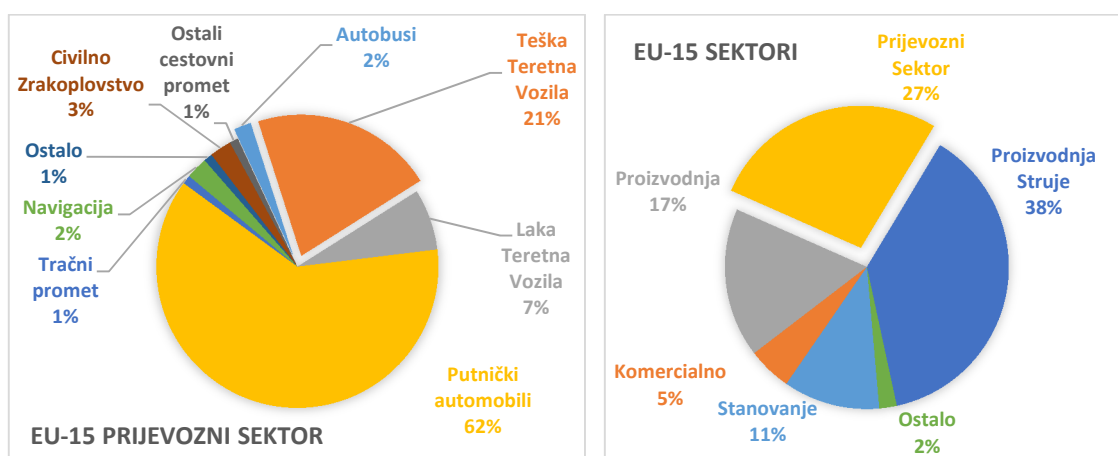
Dva su glavna izvora otpadne topline iz motora s unutarnjim izgaranjem: osjetna topline ispušnih plinova (srednji energetska stupanj) i topline preuzeta s motora na rashladnu tekućinu motora (niži energetska stupanj). Ostale opcije uključuju relativno manje količine topline dostupne iz hladnjaka recirkulacije ispušnih plinova, skraćeno EGR (engl. *Exhaust Gas Recirculation*) i hladnjaka zraka nakon prednabijanja turbo-kompresorom, skraćeno CAC (engl. *Charge Air Cooler*). Iako su oba izvora visokog energetskeg potencijala, viša temperatura ispušnih plinova čini taj izvor termodinamički atraktivnijim, promatrano s energijskog stajališta.

Prethodna istraživanja na ovome području uključuju iskorištavanje otpadne topline svih navedenih izvora, kao i simultano iskorištavanje otpadne topline iz rashladne tekućine motora i ispušnih plinova. Većina istraživanja odabire Rankineov, tj. organski Rankineov ciklus u WHR sustavima zbog njegove jednostavnosti i sposobnosti za rad pri malim i srednjim temperaturnim razlikama između toplinskih spremnika i radne tvari.

2.1. Zašto iskorištavati otpadnu toplinu iz vozila

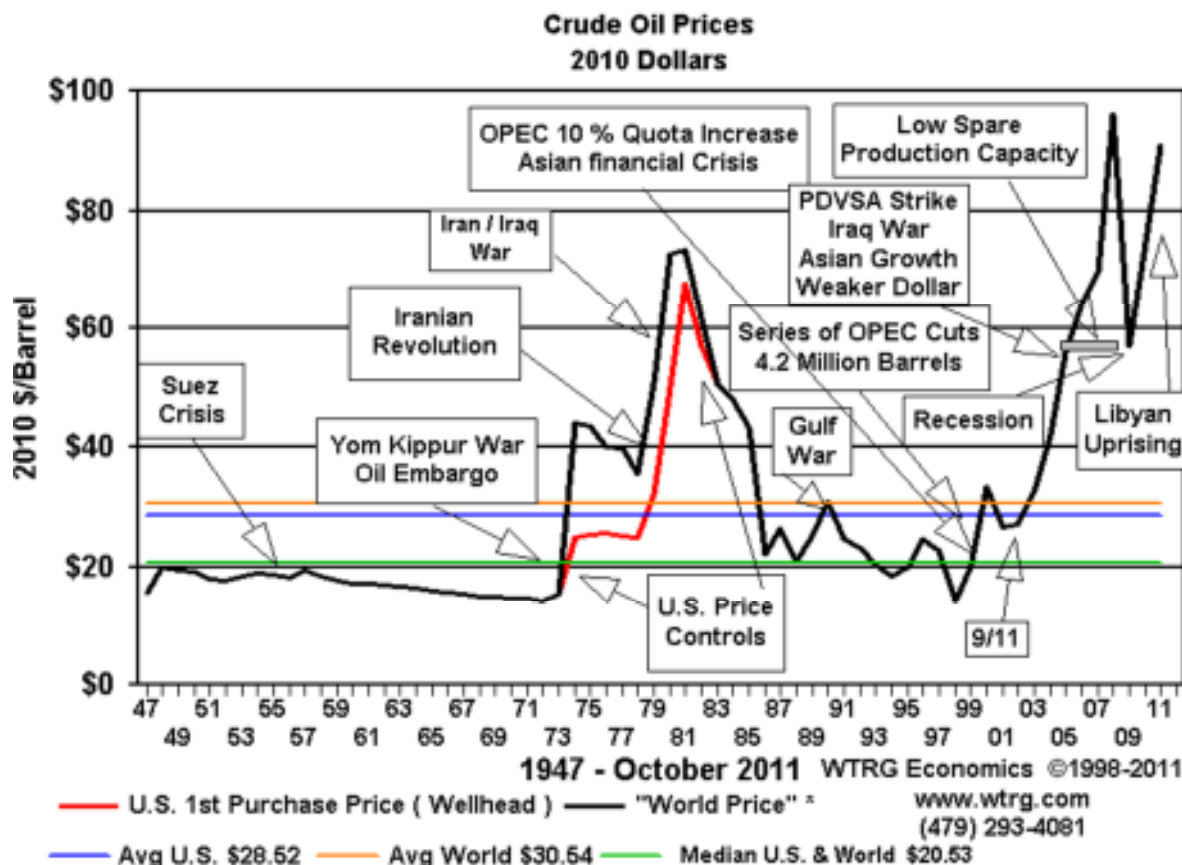
Jedan od razloga implementacije sustava za iskorištavanje otpadne topline je smanjenje emisija stakleničkih plinova, što je strateški je cilj mnogih zemalja svijeta, a posebnu mu pažnju pridaju zemlje članice Europske Unije [6].

Naime, transportni sektor odgovoran je za 27% ukupnih emisija stakleničkih plinova, a 23% tog udjela čine teška teretna vozila i autobusi, kako je moguće i vidjeti na dijagramu prikazanom na slici 2. Prema tome, teretna vozila i autobusi čine oko 6.2% ukupne emisije stakleničkih plinova, što nikako nije zanemarivo [2]. Smanjenjem potrošnje goriva navedenih prijevoznih sredstava očekuje se i zamjetno smanjenje emisija CO₂.



Slika 3. Distribucija emisija CO₂ iz fosilnih goriva u EU [2]

Drugi razlog, konačnom potrošaču možda bitniji, je osjetna ušteda goriva, a samim time i novčanih sredstava. Ukoliko je riječ o vozilu koje prelazi veće kilometraže ili je u svakodnevnoj uporabi, očekuje se relativno brz povrat investicije.



Slika 4. Vrijednost barela nafte od 1947. do 2011. godine, u dolarima [7]

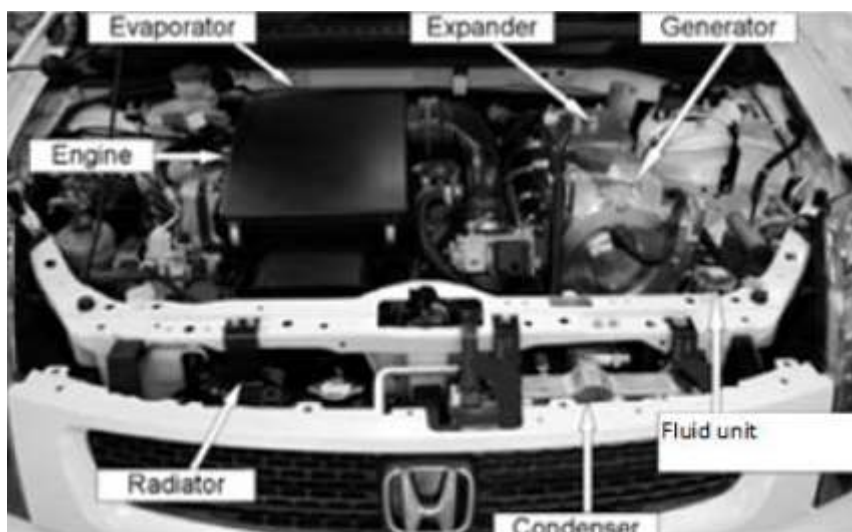
Kako je moguće vidjeti na grafu sa slike 3, cijena sirove nafte, nakon pada vrijednosti za vrijeme prvog udara recesije, ponovno raste. Iz tog razloga očekuje se i rast cijena goriva.

Mnoge kompanije shvaćaju potencijal ove tehnologije (npr. BMW, Honda) i provode istraživanja na prototipovima s ciljem serijske proizvodnje vozila s ugrađenim WHR sustavom [8]. Na slici 5 prikazana je laboratorijska demonstracijska jedinica WHR sustava.



Slika 5. Laboratorijska jedinica WHR sustava [9]

Na slici 5 prikazan je ugrađeni prototip WHR uređaja u Hondinom vozilu.



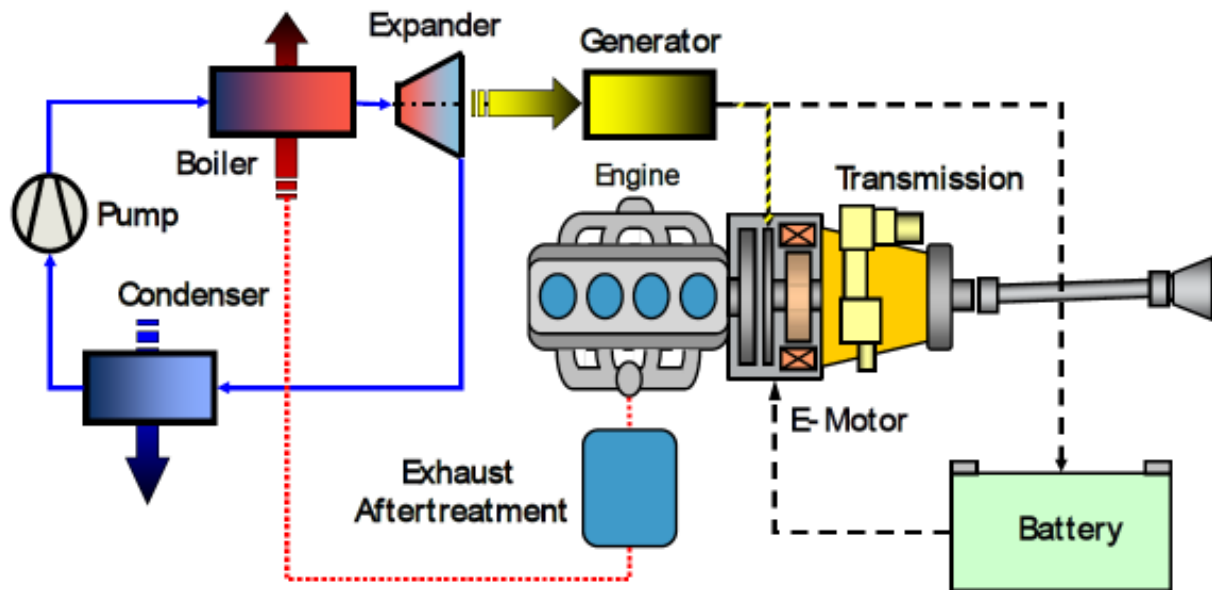
Slika 6. Hondin prototip WHR sustava u automobilu [10]

2.2. Primjena WHR-a

S obzirom na to da je u industriji cestovnih i plovnih vozila iskorištavanje otpadne topline još uvijek relativno nov koncept, ne očekuje se njegova široka primjena u skorije vrijeme. Međutim, prototipovi WHR sustava već se ugrađuju, u svrhu ispitivanja, u teretne kamione u međunarodnom prometu kretanja. Naime, upravo takva teretna vozila najvjerojatnije će biti prva cestovna vozila s ugrađenim WHR sustavima pošto imaju motore velikih snaga, a time i veću potrošnju goriva i prelaze velike udaljenosti.

Vratilo radnog stroja WHR sustava moguće je mehanički preko remenice (zbog prigušenja) spojiti na koljenasto vratilo motora. Time se motoru vraća dio toplinske energije, pretvorene u mehaničku i stoga motor može imati jednaku snagu s manje utrošenog goriva, a uzročno-posljedično i manje štetnih emisija. Kod ovakve primjene WHR sustava u teretnim vozilima očekuje se povrat investicije u roku dvije godine [11].

Pretpostavlja se da će WHR sustavi također zaživjeti u hibridnim vozilima. Radni stroj WHR-a može biti spojen na električni generator koji će električnom energijom puniti baterije hibridnog vozila, predati ju nekom drugom električnom sustavu ili izravno pogoniti električni motor hibridnog vozila, kao što je shematski prikazano na slici 6.



Slika 7. Shematski prikaz WHR sustava spojenog na motor s unutarnjim izgaranjem [5]

Dan Coker, glavni izvršni direktor Gentherma (prethodno zvan Amerigon), izjavio je: „Ako uspijemo doći do tisuću vata mogli bi čak ukloniti alternator“ [12].

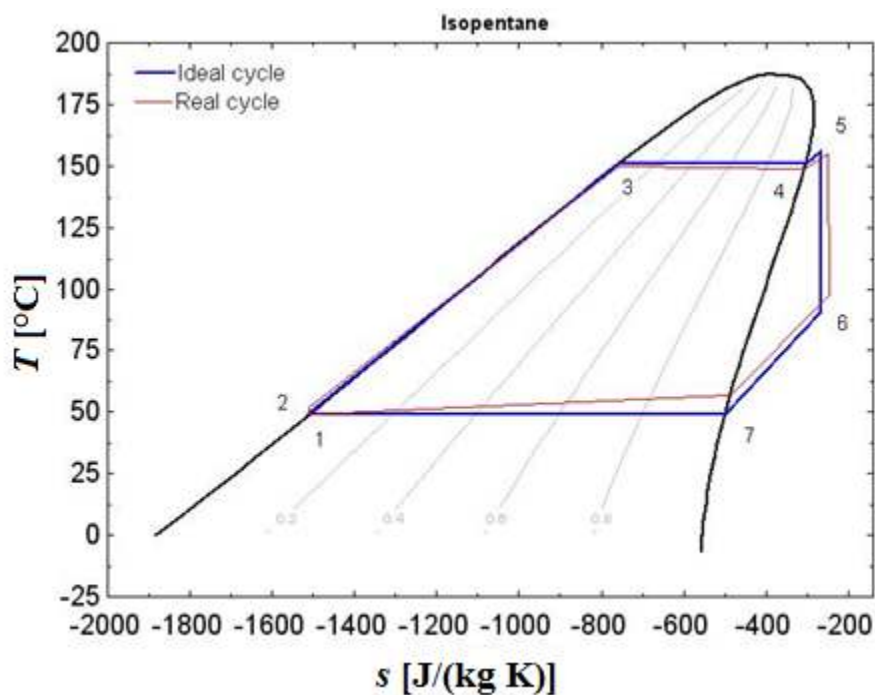
3. PRINCIP RADA

Princip rada i Rankineovog i organskog Rankineovog ciklusa je isti. U ciklusu pumpa radnom mediju podiže tlak na radni tlak, zatim se on predgrijava, isparava i pregrijava, nakon čega u turbini ili ekspanderu radni medij ekspankira i zatim kondenzira u kondenzatoru, te ponovno ide u pumpu. Time je ciklus zatvoren.

U idealnom ciklusu isparavanje i kondenzacija odvijaju se izobarno, a kompresija u pumpi i ekspanzija u ekspanzijskom stroju su izentropske.

U realnom ciklusu prilikom kompresije i ekspanzije dolazi nepovratnosti tako da te promjene nisu izentropske, već generiraju porast entropije. Isparavanje i kondenzacija također se ne odvijaju pri konstantnom tlaku s obzirom na to da dolazi do pada tlaka prilikom strujanja radnog medija kroz cijevi izmjenjivača topline.

Na slici 7. prikazan je T,s dijagram idealnog i realnog Rankineovog ciklusa s izopentanom kao radnom tvari.



Slika 8. Primjer idealnog i realnog ORC-a u T,s dijagramu [13]

Pored navedenih postoje i neke alternativne metode za iskorištavanje topline niskotemperaturnih izvora topline. Kalina ciklus i natkritični CO_2 ciklus dva su od primjera. Oba ciklusa imaju bolja termodinamičku efikasnost, ali zahtijevaju dodatne ili kompleksnije komponente sustava, što ga čini većim i skupljim od ORC-a, tj. klasičnog Rankineovog ciklusa [14].

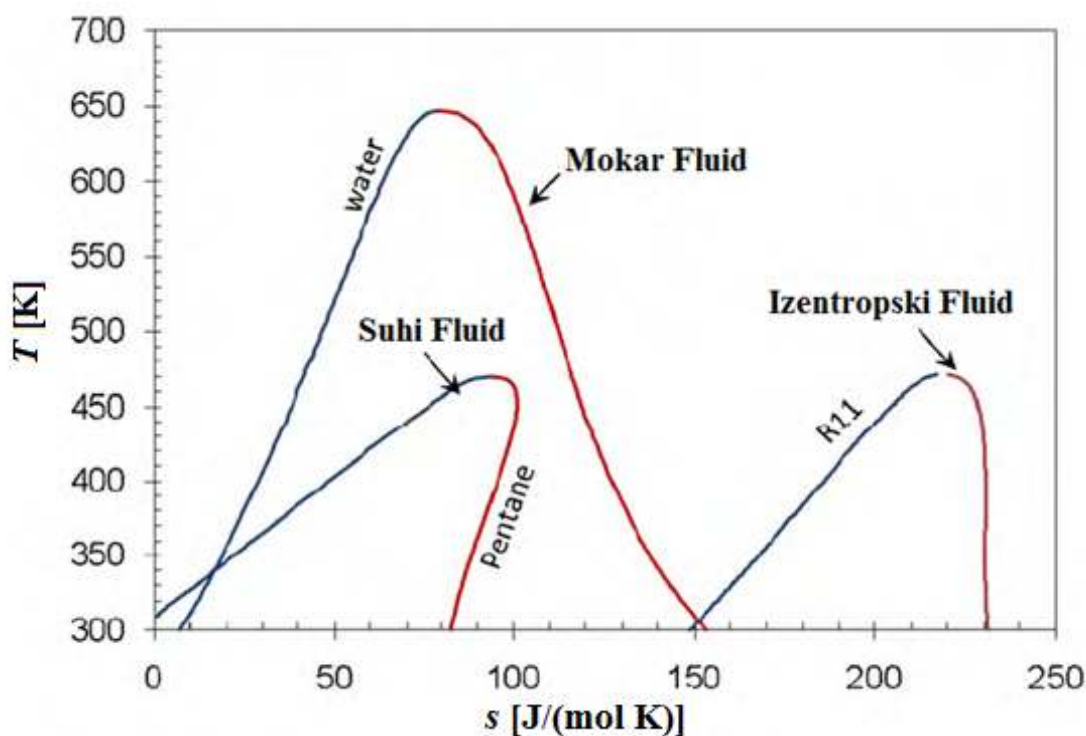
4. RADNI MEDIJ

Radni medij igra bitnu ulogu u procesu i stoga je važno obratiti pozornost na njegova svojstva i kriterije za njegov izbor.

Osim nužnih termo-fizikalnih svojstava koja odgovaraju uporabi, radni medij mora imati i adekvatnu kemijsku stabilnost u željenom temperaturnom intervalu. Osim toga, izbor radnog medija bitno utječe na efikasnost sustava, uvjete rada, utjecaj na okoliš i ekonomsku izvedivost, odnosno isplativost.

4.1. Vrste radnog medija

Radne medije koji se koriste u Rankineovom, odnosno organskom Rankineovom ciklusu možemo podijeliti u tri skupine. To su „mokri“, „suhi“ i „izentropski“ fluidi, a razlikuju se po tome kakvog nagiba je gornja granična krivulja, g'' , u T, s dijagramu (dT/ds). S obzirom na to da vrijednost dT/ds iznosi beskonačno za izentropske fluide, inverzom nagiba (ds/dT) izražavamo koliko je fluid „suh“ ili „mokar“. Ako definiramo $\xi = ds/dT$, onda fluid možemo klasificirati po vrijednosti ξ , tj. $\xi > 0$; suh fluid (npr. pentan), $\xi \approx 0$; izentropski fluid (npr. R11) i $\xi < 0$; mokar fluid (npr. voda). Mokre fluide još nazivamo pozitivnima, suhe negativnima i izentropske vertikalnima.



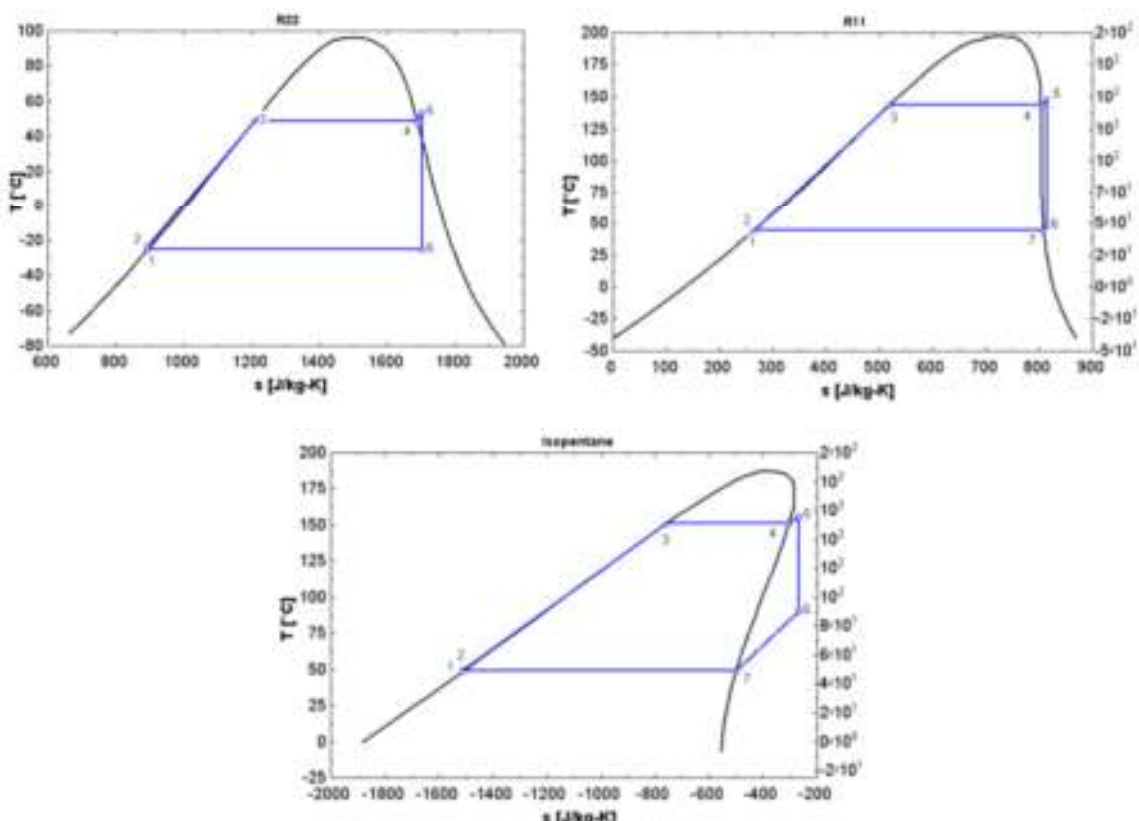
Slika 9. Primjer suhog, mokrog i izentropskog fluida u T, s dijagramu [14]

Suhi radni medij, karakterističan za niskotemperaturne Rankineove cikluse, predstavlja bolje rješenje, po pitanju konstrukcije i veličine sustava. U slučaju suhog radnog medija ekspanzija završava u području pregrijane pare, pa nema kapljica koje bi mogle erozijom oštetiti turbinu ili ekspander.

S druge strane, ako je radni medij „presuh“, ekspanzirana para napušta turbinu s primjetnim pregrijanjem, što je opet otpadna toplina koju gubimo iz sustava i zahtjeva dodatno rashladno opterećenje kondenzatora.

Iskoristivost takvog sustava moguće je povećati ugradnjom dodatnog protusmjernog izmjenjivača topline, regeneratora, između izlaza ekspanzijskog stroja i ulaza u isparivač. Na taj način smanjena je količina dovedene toplinske energije sa strane toplinskog izvora pošto dio energije za predgrijanje dolazi iz spomenutog pregrijanja.

Mokrim fluidima, poput vode u klasičnom Rankineovom ciklusu, s druge strane, potrebna je viša temperatura, za zadani isparivački tlak, na ulazu u turbinu kako bi se izbjeglo područje mokre pare nakon ekspanzije. No zato nema dodatnog opterećenja kondenzatora s pregrijanom parom.



Slika 10. Mokri, izentropski i suhi fluid [15]

U T,s dijagramima na slici 10 kvantitativno su prikazane vrijednosti temperature i entropije u karakterističnim točkama Rankineovog ciklusa navedenih karakterističnih tvari (R22, R11, izopentan). U svim slučajevima u ekspander ulazi suhozasićena para, a iz kondenzatora izlazi vrela kapljevina dotične radne tvari.

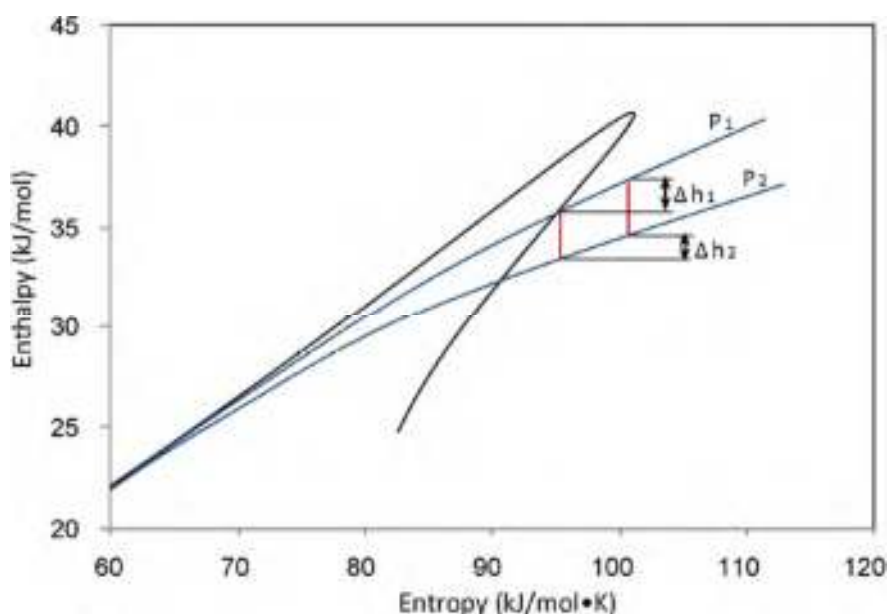
4.2. Utjecaj topline isparavanja i gustoće

Radne tvari veće gustoće i veće topline isparavanja u stanju su primiti na sebe veću količinu energije. Iz tog razloga, potreban je manji maseni protok kroz sustav i manja su gabariti instalacije i komponenti.

4.3. Utjecaj pregrijanja i kemijska stabilnost

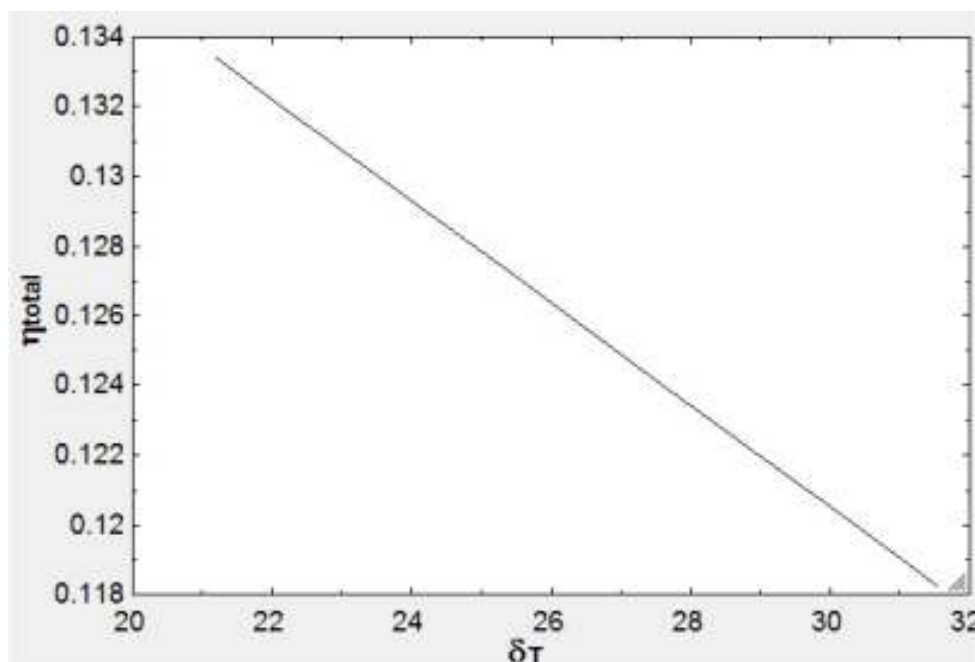
U tradicionalnim Rankineovim parnim ciklusima pregrijanjem se povećava efikasnost procesa [4]. U nekim ciklusima s mokrim fluidima pregrijanje je nužno kako bi se ekspanzija odvila u pregrijanom području i time spriječila ekspanzija „dublje“ u mokro područje, a time se smanjuje i erozija lopatica turbine.

Međutim, pregrijanje ne vodi ka povećanju efikasnosti kod svih radnih medija. Stopa kojom dvije izobare divergiraju određuje utjecaj pregrijanja na proces. Da bi pregrijanje doprinijelo porasti efikasnosti razlika entalpija između dva tlaka u pregrijanom području mora biti veća nego li je razlika entalpija za iste tlakove na gornjoj liniji zasićenja, što je moguće vidjeti na h,s dijagramu sa slike 11. U protivnom je kondenzator dodatno opterećen pregrijanom parom nakon ekspanzije radnog medija. To je, dakako, opet energetski gubitak.



Slika 11. h,s dijagram suhog fluida, pentana [15]

Za rad između dvije izobare, pregrijanjem efikasnost sustava raste za mokre, a pada za suhe fluide. Štoviše, kod suhih radnih fluida, temperaturu na ulazu u turbinu poželjno je držati blago iznad temperature isparavanja, što je moguće vidjeti na dijagramu sa slike 12.



Slika 12. Utjecaj pregrijanja na efikasnost sustava za suhe fluide [15]

Izentropski fluid postiže otprilike konstantnu vrijednost toplinske efikasnosti za visoke temperature na ulazu u turbinu.

Kod organskih fluida valja voditi računa o njihovoj kemijskoj postojanosti pri višim temperaturama. Temperatura raspadanja ujedno i predstavlja gornju temperaturnu granicu do koje se smije zagrijati fluid topline dimnih plinova, a da radni medij i dalje očuva kemijsku postojanost.

U nastavku se daje tablica s najčešće korištenim radnim medijima u niskotemperaturnim Rankineovim ciklusima i neke njihove karakteristike.

Tablica 1. Najčešće korišteni radni mediji i njihove karakteristike [16]

Medij	Molarna masa	Kritična točka		Temperatura zasićenja pri 1 atm	Entalpija pri 1 atm	$\xi = ds/dT$	Temperatura raspadanja oko
NH ₃	17	405,3 K	11,33 MPa	239,7 K	1347 kJ/kg	> 0	750 K
Voda	18	647,0 K	22,06 MPa	373,0 K	2256 kJ/kg	> 0	.
n-Butan C ₄ H ₁₀	58,1	425,2 K	3,80 MPa	272,6 K	383,8 kJ/kg	.	.
n-Pentan C ₅ H ₁₂	72,2	469,8 K	3,37 MPa	309,2 K	357,2 kJ/kg	.	.
C ₆ H ₆	78,14	562,2 K	4,90 MPa	353,0 K	438,7 kJ/kg	< 0	600 K
C ₇ H ₈	92,1	591,8 K	4,10 MPa	383,6 K	362,5 kJ/kg	< 0	.
R134a (HFC-134a)	102	374,2 K	4,06 MPa	248,0 K	215,5 kJ/kg	≈ 0	450 K
C ₈ H ₁₀	106,1	616,2 K	3,50 MPa	411,0 K	339,9 kJ/kg	< 0	.
R12	121	385,0 K	4,13 MPa	243,2 K	166,1 kJ/kg	≈ 0	450 K
HFC-245fa	134,1	430,7 K	3,64 MPa	288,4 K	208,5 kJ/kg	.	.
HFC-245ca	134,1	451,6 K	3,86 MPa	298,2 K	217,8 kJ/kg	.	.
R11 (CFC-11)	137	471,0 K	4,41 MPa	296,2 K	178,8 kJ/kg	≈ 0	420 K
HFE-245fa	150	444,0 K	3,73 MPa
HFC-236fa	152	403,8 K	3,18 MPa	272,0 K	168,8 kJ/kg	.	.
R123	152,9	456,9 K	3,70 MPa	301,0 K	171,5 kJ/kg	< 0	.
CFC-114	170,9	418,9 K	3,26 MPa	276,7 K	136,2 kJ/kg	.	.
R113	187	487,3 K	3,41 MPa	320,4 K	143,9 kJ/kg	< 0	450 K
n-Perfluoro-Pentan C ₅ F ₁₂	288	420,6 K	2,05 MPa	302,4 K	87,8 kJ/kg	.	.

5. KOMPONENTE SUSTAVA I NAČIN VOĐENJA

5.1. Brzina WHR sustava

Kako bi WHR sustav održali manjim i efikasnim potrebno je odabrati pravu brzinu rada sustava. Pod time se misli na brzinu vrtnje pumpe i ekspanzijskog stroja.

Bez optimizacije brzine sustava može doći do oštećenja na brtvama turbine i ograničenja na korištenje vijčanih ekspandera. Ako su pumpa i ekspanzijski stroj na istom vratilu, bez optimizacije brzine vrtnje, potrebna je uporaba mjenjačkog prijenosa. To daljnje povećava troškove održavanja i kompleksnost sustava.

Izborom adekvatne brzine rada taj sustav ostvaruje dobru efikasnost, a troškovi mehaničke i električne opreme su će niži.

Optimalna brzina rada sustava uklanja potrebu za vakuumskim pumpama, pumpama za ulje, brtvama na vratilu i mjenjačkom prijenosu, što naravno čini sustav jeftinijim.

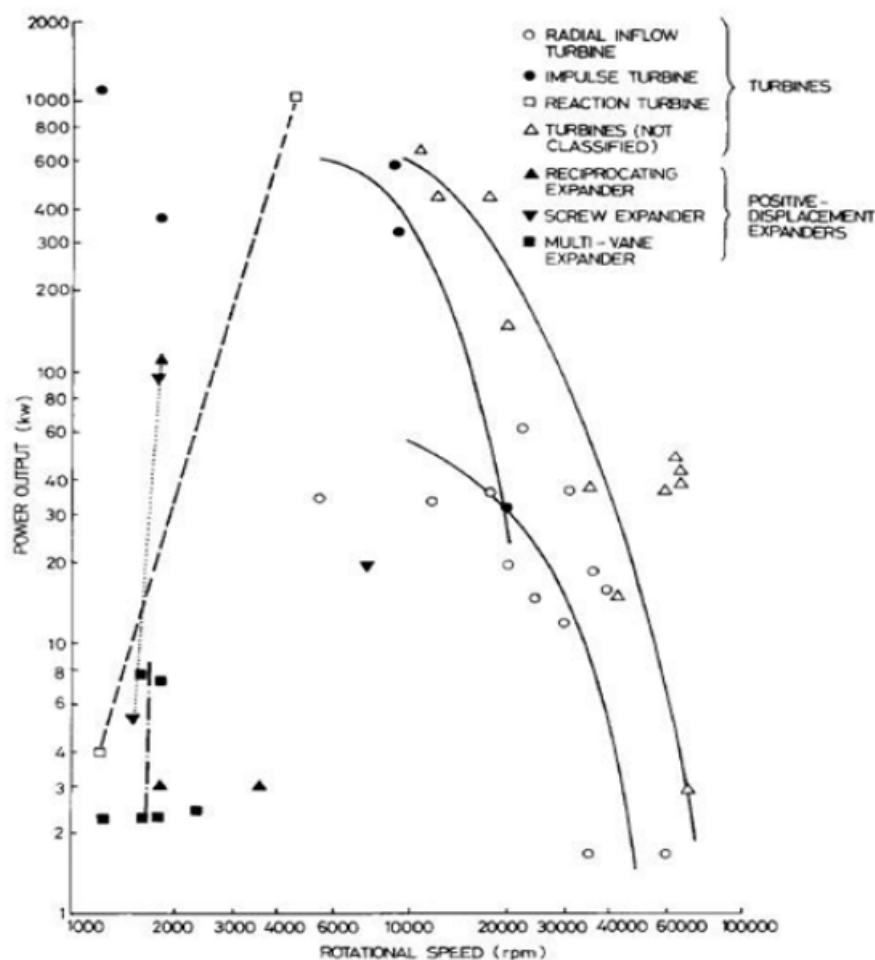
5.2. Ekspanzijski stroj

Pod pojmom ekspanzijski stroj podrazumijevamo turbinu ili ekspander.

Ekspanzijski stroj je najskuplja komponenta WHR sustava. Njegova cijena može iznositi i do 60% ukupne cijene sustava [15]. Stoga je njegov izbor, ovisno o namjeni i specifikacijama sustava, veoma bitan.

Ovisno o željenom intervalu snage i brzini sustava, stupnju pregrijanja ili količini pare na ulazu u turbinu, te podmazivanju i tipu brtvljenja odabire se odgovarajući ekspanzijski stroj. Na dijagramu sa slike 13 prikazano je kako odabrati tip ekspanzijskog stroja na osnovu potrebne snage i brzine vrtnje.

Na dijagramu je također moguće vidjeti, prikazano linijama, da ekspanderi rade s većim brojem okretaja prvi većim snagama.



Slika 13. Izbor turbine i/ili ekspandera na osnovu snage [17]

Pri manjim rasponima snage mogu se koristiti vijčani ekspanderi s niskim brojem okretaja i mogućnosti rada s mokrim fluidima. To mogu biti kompresori zakrenuti da rade u režimu ekspandera.

5.3. Pumpa

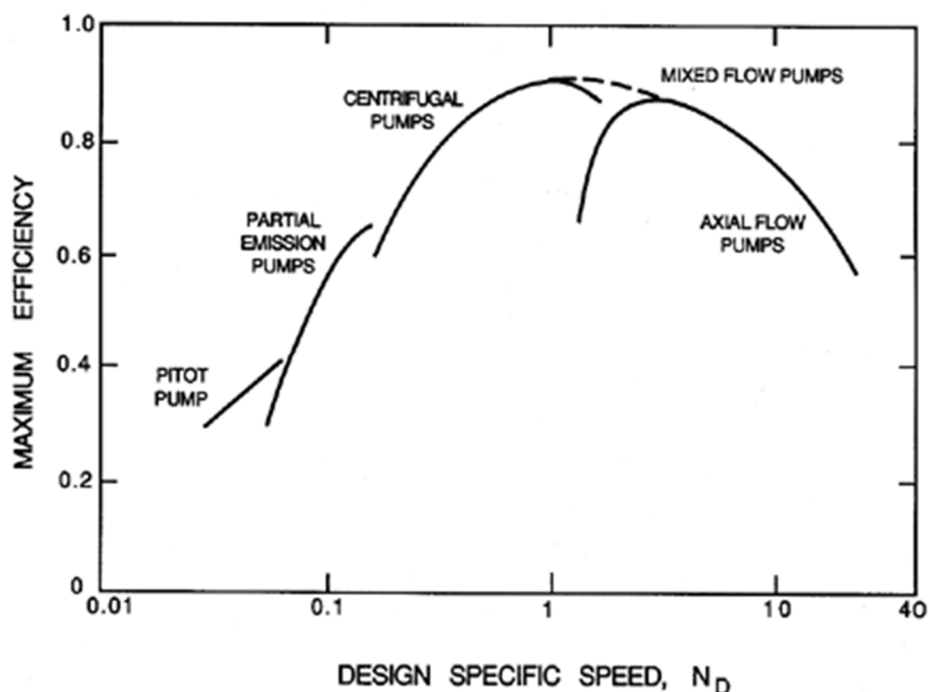
Zadatak pumpe, u procesu, je podići tlak pothlađenoj kapljevini na izlazu iz kondenzatora. Tlak se podiže s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja s kojim radni medij ulazi u predgrijač. Druga funkcija pumpe je reguliranje masenog protoka kroz sustav.

Efikasnost pumpe također utječe na efikasnost sustava. Veća efikasnost pumpe znači da je ona u stanju podići tlak radnog medija s manje utrošenog rada, kako je moguće i vidjeti iz jednadžbe za snagu pumpe.

$$P_{\text{pump}} = \dot{m} \frac{(h_1 - h_{2\text{is}})}{\eta_{\text{pump}}}$$

Po pitanju masenog protoka postoje dva ograničenja koja valja uzeti u obzir:

- Pinch točka je točka u kojoj je najmanja temperaturna razlika između struje dimnih plinova i radnog medija, a ona se nalazi na ulazu u isparivač, promatrano sa strane radnog medija. Ako temperatura u isparivaču poraste, temperaturna razlika u pinch točki će pasti. Stoga, temperatura i tlak isparavanja ne smiju narasti iznad određenih vrijednosti. Kako bi to spriječili potrebno je povećati maseni protok radnog medija kroz sustav.
- Maksimalna efikasnost pumpe: Efikasnost pumpe će početi padati s povećanjem protoka, tj. broja okretaja, nakon što je dosegla svoju maksimalnu vrijednost, što je moguće vidjeti na dijagramu sa sljedeće slike.



Slika 14. Efikasnosti pumpe u ovisnosti o broju okretaja [18]

Efikasnost pumpe još više dolazi do izražaja, po pitanju energije koju troši pumpa za svoj rad, ukoliko je riječ o sustavu u kojemu se pumpa i ekspanzijski stroj nalaze na istom vratilu.

5.4. Izmjenjivači topline

Izmjenjivači topline čine do 30% ukupne cijene WHR sustava [15]. To su predgrijač, isparivač, pregrijač, kondenzator. Kod sustava s ORC-om, izmjenjivač topline koji se može dodatno ugraditi u sustav po potrebi, je regenerator.

Rad pri višim tlakovima znači manji ekspanzijski stroj [15], a stoga i manju cijenu sustava. Međutim, rad pri višim tlakovima zahtjeva izradu izmjenjivačkih površina od skupljih materijala. U WHR sustavima s tlakom ispod 20 bar-a ne zahtijevaju uporabu takvih materijala [19].

5.4.1. Isparivačka strana

Na isparivačkoj strani sustava obično se nalaze tri sekcije izmjenjivača topline.

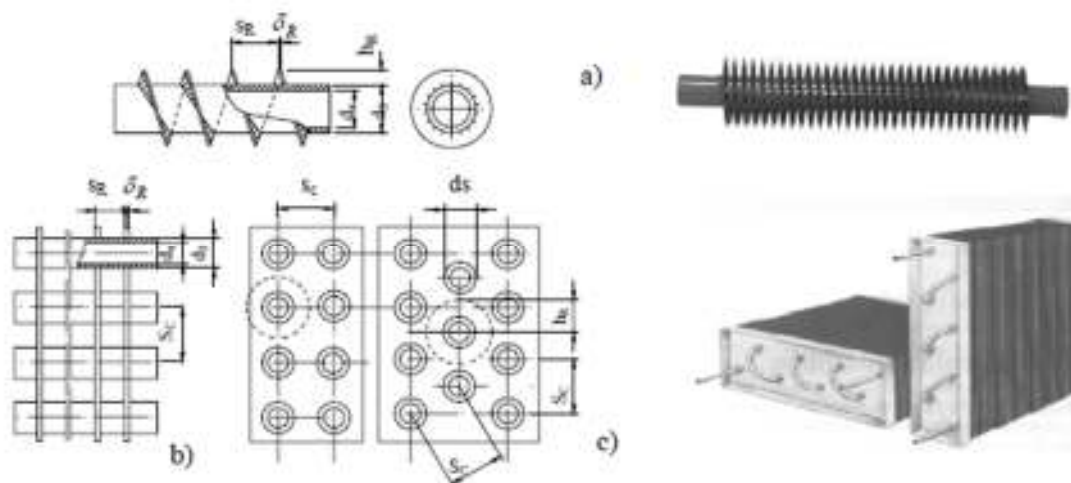
Promatrano sa strane radnog medija, pošto je riječ o protustrujnom izmjenjivaču, prva sekcija je predgrijač. Njegov zadatak je zagrijati radni medij iz stanja pothlađene kapljevine do stanja vrele kapljevine.

U drugoj sekciji, isparivaču, dolazi do isparavanja radnog medija od stanja vrele kapljevine do stanja suhozasićene pare. Prilikom ove fazne pretvorbe temperatura i tlak su praktički konstantni.

Treća sekcija izmjenjivača je pregrijač. Njegova svrha je, nakon što radna tvar ispari do stanja suhozasićene pare, podići joj temperaturu do željenog pregrijanja. Kako je već spomenuto, svrha pregrijanja je ekspanzija radnog medija u pregrijanom području. U pregrijaču dolazi do prijenosa topline između dvaju plinova i stoga zahtjeva veću duljinu izmjenjivača, tj. veću površinu izmjene topline kako bi kompenzirali slabiji koeficijent prolaza topline [20]. Duljinu pregrijača moguće je smanjiti povećanjem površine za izmjenu topline ugradnjom izmjenjivača topline s orebrenim cijevima ili cijevima s lamelama.

Uobičajeno je da su topli dimni plinovi s vanjske strane cijevi, a radni medij unutar njih. Kako bi se izbjegla korozija, cijevi se izrađuju od bakra ili nehrđajućeg čelika.

Kod ORC-a potrebno je regulirati sadržaj pare na ulazu u turbinu. Postoji par načina na koje je to moguće riješiti u postrojenjima [15], a izdvojen je onaj koji ne povećava veličinu sustava bitno; Prigušenjem manjeg dijela radne tvari s tlaka na izlazu isparivača na tlak na ulazu u kondenzator, taj uzorak bi trebao biti pregrijan i njegovu entalpiju moguće je izračunati. Izjednačavanjem entalpije nakon turbine s entalpijom uzorka i poznavanjem tlaka na izlazu iz isparivača, količina pare na izlazu iz isparivača može se izračunati. Tu funkciju obavlja mikroprocesor.

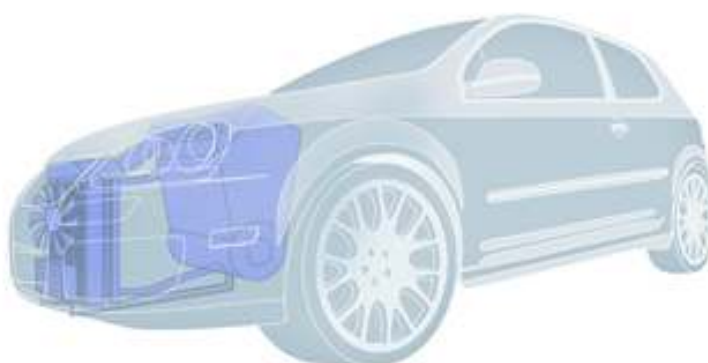


Slika 15. Orebreni izmjenjivač i izmjenjivač topline s lamelama [21]

5.4.2. Kondenzacijska strana

Kondenzator je protusmjernog tipa. U njemu dolazi do kondenzacije radnog medija nakon što ekspandira u ekspanzijskom stroju. Prilikom kondenzacije toplina se prenosi s radnog medija na kapljevit rashladni medij, ukoliko je riječ o neizravnom načinu hlađenja kondenzatora.

U sekundarnom rashladnom krugu zatim rashladni medij, koji je preuzeo toplinu u kondenzatoru, cijevima struji do hladnjaka motora, koji je pločasti izmjenjivač topline, gdje se toplina dalje predaje okolišnjem zraku. Hladnjak, tj. rashladni sustav motora nerijetko je predimenzioniran s obzirom na potrebni rashladni učinak, pa stoga može dodatno podržavati toplinsko opterećenje WHR sustava [22].



Slika 16. Sustav hlađenja motora automobila [23]

Protok rashladnog medija u sekundarnom krugu potrebno je regulirati u ovisnosti o radu motora, kako bi osigurali da radni medij unutar WHR sustava kondenzator napušta u pothlađenom stanju, kako ne bi u pumpu dospjela mokra para. U protivnom se para unutar

pumpe ponaša poput amortizera koji će nakon pumpe stvarati fluktuacije tlaka i efikasnost pumpe će biti narušena, a time će porasti i snaga koju ju potrebno dobiti za njen rad.

Za razliku od posrednog hlađenja, u izravnom hlađenju kondenzator se hladi okolišnjim zrakom. Kod izravnog hlađenja potrebne su manje površine, nego li kod posrednog, za odvođenje topline jer je veća temperaturna razlika između struja radnog medija i rashladnog medija.

Najniži tlak radnog medija koji se smije javiti u kondenzatoru je nešto viši od atmosferskog tlaka. Na taj način je osigurano da u slučaju lekažnog strujanja, radni medij istječe iz sustava, a ne okolišni zrak u sustav [24].

6. MATEMATIČKI MODEL

Za uspješno postavljanje matematičkog modela potrebno je poznavanje mehaničkog modela, odnosno prikazati sva bitna svojstva, uvođenjem pojednostavljenja mehaničkog modela, koja su nam neophodna za rješavanje problema. Dakle, sam mehanički model mora uzeti u obzir sve parametre bitne za zadatak, ali bi pritom trebao biti što jednostavniji.

U našem 0-dimenzionijskom pristupu mehanički model se sastoji, pisano redoslijedom poštujući tok radnog medija, od pumpe, predgrijača, isparivača, pregrijača, ekspanzijskog stroja i kondenzatora. Sve komponente su povezane u zatvoreni krug.

Stanje radne tvari računati će se na spojevima navedenih komponenti, odnosno izlazima iz nizvodne i ulazima uzvodnih komponenti i na graničnim krivuljama radnog medija. Prema tome, stanje radnog medija određuje se u osam karakterističnih (istaknutih) točka procesa. Točke su označene indeksom ($i=1:8$) poštujući tok radnog medija gdje je prva točka, točka 1, u ciklusu ulaz u pumpu.

Parametri koji će biti proračunati po navedenim točkama, ukoliko neki od njih nisu prethodno zadani u početnim uvjetima, su tlak, temperatura, entropija i entalpija. Podaci potrebni za određivanje navedenih veličina određuju se pomoću „REFPROP“ programa [25] prilagođenog uporabi u programskom paketu Matlab.

Proračun je podijeljen u dva dijela. U prvom dijelu vrši se optimizacija procesa s ciljem dobivanja maksimalne izlazne snage iz sustava bez ograničenja površina za izmjenu topline. U drugom dijelu također se vrši optimizacija procesa s istim ciljem, ali s ograničenjem na π_2 parametar kondenzatora, za različite temperature okolišnjeg zraka i površine za izmjenu topline sa strane toplinskog ponora.

Nakon utvrđivanja veličina stanja radne tvari u svim točkama ciklusa mogu se odrediti toplinski tokovi kroz izmjenjivače topline, njihova potrebna površina za izmjenu topline, snaga pumpe i ekspandera, te termički stupanj djelovanja procesa.

U nastavku rada navode se koraci kroz koje se prolazi prilikom proračuna, te pretpostavke koje su uvedene u svakom od njih.

6.1. Svojstva zadanog toplinskog izvora (dimnih plinova)

U tablici 2 prikazani su molni udjeli sudionika ispušnih dimnih plinova nastali izgaranjem goriva u motoru s unutarnjim izgaranjem.

6.2. Pretpostavka stanja u točki 7 (suhozasićena para)

- $T_7 = T_{\text{ras,out}} + \Delta T_{\text{kond}}$
- $p_7 = p(T_7, x = 1)$

6.3. Minimalni dozvoljeni tlak u sustavu

Minimalan dozvoljen tlak u sustavu, p_8 je tlak koji se javlja u kondenzatoru. Taj tlak se određuje iz sljedeća dva izraza, a odabire se onaj koji je veći.

- $p_{\min} = 1.1 \cdot p_a$
- $p_{\min} = p_7 \cdot \left(\frac{p_8}{p_7}\right)$

Pošto je dio kondenzatora u kojem se radni medij pothlađuje relativno kratak, pretpostavlja se da je tlak prije i poslije pothlađenja jednak, odnosno da je pad tlaka u tom djelu izmjenjivača topline zanemarivog iznosa.

- $p_8 = p_1 = p_{\min}$

6.4. Stanje u točki 7 (suhozasićena para)

Nakon što se odredi minimalni dozvoljeni tlak u sustavu moguće je odrediti stvarni tlak suhozasićene pare, p_7 , pomoću poznatog omjera tlakova nakon i prije kondenzacije. Stanja radnog medija na granici suhozasićene pare određuju se za tlak p_7 .

- $p_7 = \frac{p_8}{\left(\frac{p_8}{p_7}\right)}$
- $T_7 = T(p_7, x = 1)$
- $h_7 = h(p_7, x = 1)$
- $s_7 = s(p_7, x = 1)$

6.5. Stanje u točki 8 (vrela kapljevina)

Kako je već i navedeno, određen je minimalni tlak u sustavu i on je jednak tlaku u točki 8. Iz tlaka p_8 određuju se stanja radnog medija na granici vrele kapljevine.

- $T_8 = T(p_8, x = 0)$
- $h_8 = h(p_8, x = 0)$

- $s_8 = s(p_8, x = 0)$

6.6. Izlaz iz kondenzatora – ulaz u pumpu (1)

Temperaturu radnog medija na ulazu u pumpu određuje se iz poznate temperature vrele kapljevine T_8 i temperaturnog pada radnog medija zbog pothlađenja ΔT_{pothl} . Taj temperaturni pad iznosi 3 °C.

- $T_1 = T_8 - \Delta T_{\text{pothl}}$

Nakon što se odredi temperatura točke 1 moguće je odrediti stanja radnog medija pri temperaturi T_1 i tlaku p_1 .

- $h_1 = h(T_1, p_1)$
- $s_1 = s(T_1, p_1)$

6.7. Izlaz iz ekspanzijskog stroja – ulaz u kondenzator (6)

Pad tlaka kroz kondenzator u području pregrijane pare zanemaruje se, zbog male gustoće radne tvari i kratke sekcije tog dijela izmjenjivača topline. Stoga tlak u točki 6 odgovara tlaku točke 7.

- $p_6 = p_7$

Temperatura točke 6 jednaka je temperaturi točke 7 uvećanoj za 5 °C čime se osigurava da ekspanzija završi u pregrijanom području, ali blizu gornjoj graničnoj liniji.

- $T_6 = T_7 + 5 \text{ °C}$

Potom je moguće odrediti entalpiju i entropiju radnog medija u točki 6.

- $h_6 = h(T_6, p_6)$
- $s_6 = s(T_6, p_6)$

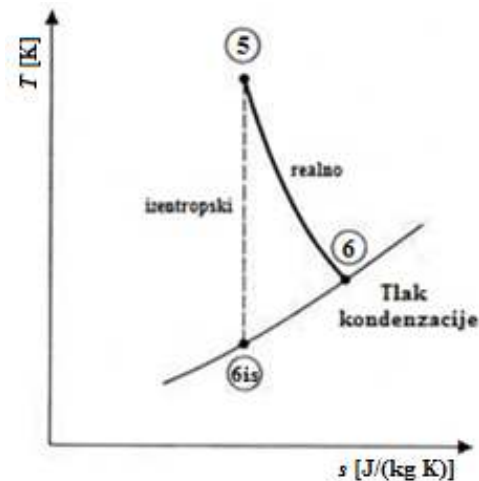
6.8. Izlaz iz pregrijača – ulaz u ekspanzijski stroj (5)

Temperatura pregrijane pare, na ulazu u ekspanzijski stroj, određuje se poznavanjem temperature dimnih plinova na ulazu u pregrijač, $T_{\text{dp,in}}$, i temperaturne razlike između struje dimnih plinova i radnog medija, ΔT_5 .

- $T_5 = T_{\text{dp,in}} - \Delta T_5$

Pošto točke ciklusa računamo smjerom suprotnim od smjera toka radnog medija, potrebno je provesti iteracijski postupak određivanja entropije točke 5, kako slijedi:

- $s_5 = s_6$
 - $h_5 = h(T_5, s_5)$
 - $h_{6,is} = h(p_6, s_5)$
 - $f = h_5 - h_6 - \eta_{eks} \cdot (h_5 - h_{6,is})$
 - $\Delta s = -\frac{f}{(T_5 \cdot (1 - \eta_{eks}) + \eta_{eks} \cdot T_6)}$
- $s_5 = s_5 + \Delta s$



Slika 17. Izentropska i realna ekspanzija

Iteracijski postupak ponavlja se svega 20 puta jer rješenja brzo konvergiraju. Nakon što postupak završi određeni su iznosi entropije i entalpije točke 5.

Iz poznate temperature i entalpije na ulazu u ekspander moguće je odrediti tlak u toj točki.

- $p_5 = p(T_5, h_5)$

6.9. Izlaz iz isparivača – ulaz u pregrijač (4)

Tlak na izlazu iz isparivača, p_4 , određuje se iz pretpostavke pada tlaka u pregrijaču, $\frac{p_5}{p_4}$.

- $p_4 = \frac{p_5}{\left(\frac{p_5}{p_4}\right)}$

Stanja radne tvari određuju se na gornjoj graničnoj krivulji, pri pripadajućem tlaku.

- $T_4 = T(p_4, x = 1)$
- $h_4 = h(p_4, x = 1)$
- $s_4 = s(p_4, x = 1)$

6.10. Izlaz iz predgrijača – ulaz u isparivač (3)

Tlak na ulazu u isparivač, p_3 , određuje se iz pretpostavke pada tlaka u isparivaču, $\frac{p_4}{p_3}$.

- $p_3 = \frac{p_4}{\left(\frac{p_4}{p_3}\right)}$

Stanja radne tvari određuju se na donjoj graničnoj krivulji, pri pripadajućem tlaku.

- $T_3 = T(p_3, x = 0)$

- $h_3 = T(p_3, x = 0)$
- $s_3 = T(p_3, x = 0)$

6.11. Izlaz iz pumpe – ulaz u predgrijač (2)

Tlak na ulazu u predgrijač, p_2 , određuje se iz pretpostavke pada tlaka u predgrijaču, $\frac{p_3}{p_2}$.

- $p_2 = \frac{p_3}{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)}$

Zatim se određuje iznos entropije s_{2is} , koja je jednakog iznosa kao i entropija s_1 . Nadalje je moguće odrediti iznos entalpije za slučaj izentropske kompresije h_{2is} .

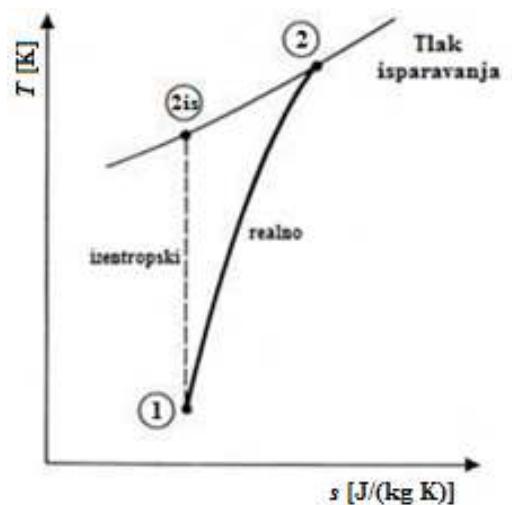
- $s_{2is} = s_1$
- $h_{2is} = h(p_2, s_{2is})$

Entalpiju h_2 za stvarni slučaj, neizentropske, kompresije određuje se korištenjem izentropskog stupnja djelovanja pumpe, η_{pump} .

- $h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{pump}}$

Temperatura i entropija točke 2 određuju se zatim iz tlaka i entalpije.

- $T_2 = T(p_2, h_2)$
- $s_2 = s(p_2, h_2)$



Slika 18. Izentropska i realna kompresija

6.12. Maseni protok radnog medija

6.12.1. Bez ograničenja površina

Poznat nam je maseni protok \dot{m}_{dp} , tlak p_{dp} , sastav i temperatura dimnih plinova na ulazu u pregrijač, $T_{dp,in}$. U „pinch“ točki poznata je temperatura vrele kapljevine radnog medija na ulazu u isparivač, T_3 , i temperaturna razlika između struje radnog medija i dimnih plinova, ΔT_{pinch} . Stoga je moguće odrediti maseni protok radnog medija iz prvog glavnog stavka termodinamike, kako i slijedi:

- $T_{dp,3} = T_3 + \Delta T_{pinch}$
- $h_{dp,3} = h(T_{dp,3}, p_{dp})$
- $\dot{m}_w = \dot{m}_{dp} \cdot \frac{h_{dp,in} - h_{dp,3}}{h_5 - h_3}$

Za ovaj slučaj, u nastavku proračuna, određuje se površina potrebna za izmjenu topline.

6.12.2. S ograničenjem površina

Ograničenjem π_2 parametra kondenzatora, $\pi_{2,kond} = 0.2$, maseni protok kroz sustav nije isti kao u prethodnom slučaju, stoga ga računamo na sljedeći način.

- $\pi_{1,kond} = 1 - \exp(-\pi_{2,kond})$
- $C_{1,kond} = \frac{k_{vz} \cdot A_{odv}}{\pi_{2,kond}}$
- $T_{z,out} = T_z - \pi_{1,kond} \cdot (T_z - T_{kond})$
- $\phi_{odv} = C_{1,kond} \cdot (T_z - T_{z,out})$
- $\dot{m}_w = \frac{\phi_{odv}}{h(1) - h(6)}$

Za ovaj slučaj ne računamo površinu odvođenja topline pošto nam je to ulazni parametar.

6.13. Površine za izmjenu topline sa strane toplinskog izvora

Površine za izmjenu topline određuju se iz bezdimenzijskih π parametara uz pretpostavku koeficijenta prolaska topline. Koeficijent prolaska topline pretpostavlja se, prema iskustvenim podacima, posebno za predgrijač, isparivač, pregrijač, kondenzator - $k_{\text{pred}}, k_{\text{isp}}, k_{\text{pre}}, k_{\text{kond}}$.

Pošto je za π parametre potrebno odrediti slabiju i jaču struju u izmjenjivaču topline, u ovaj dio proračuna, kod predgrijača i pregrijača, ulazimo s pretpostavkom da su dimni plinovi slabija struja (indeksirana brojem 1), odnosno radni medij jača struja (indeksirana brojem 2). To znači da će dimni plinovi prilikom izmjene topline imati veću temperaturnu promjenu od radnog medija. Odnosno, dimni plinovi imaju manji toplinski kapacitet od onog radnog medija.

Stavljanjem u omjer toplinskog kapaciteta slabije i jače struje, moguće je odrediti π_3 parametar čiji iznos mora biti između 0 i 1. Ukoliko je iznos izračunatog π_3 parametra veći od 1, uzima se recipročna vrijednost dobivenog iznosa za novu vrijednost π_3 parametra. Nadalje, nanovo se identificiraju i indeksiraju struje i, shodno tome, izračunavaju nove vrijednosti π_1 parametra i toplinskih kapaciteta. Potom je potrebno odrediti π_2 parametar.

Poznavanjem π_2 parametra, toplinskog kapaciteta slabije struje i pretpostavkom koeficijenta prolaska topline moguće je odrediti ukupnu potrebnu površinu za izmjenu topline.

6.13.1. Proračun površine predgrijača

Toplinski tok izmjenjen na predgrijaču iznosi:

- $\phi_{\text{pred}} = \dot{m}_w \cdot (h(3) - h(2))$

Kako bi mogli odrediti površinu izmjenjivača topline putem π parametra potrebno je poznavati temperature kojima obje struje ulaze i izlaze iz izmjenjivača topline.

Entalpija kojom dimni plinovi izlaze iz predgrijača, odnosno sustava, $h_{\text{dp,out}}$, određuje se iz prvog glavnog stavka termodinamike.

- $h_{\text{dp,out}} = h_{\text{dp,3}} - \frac{\phi_{\text{pred}}}{\dot{m}_{\text{dp}}}$

Bezdimenzijski parametri:

- $\pi_{1,\text{pred}} = \frac{T'_{1,\text{pred}} - T''_{1,\text{pred}}}{T'_{1,\text{pred}} - T'_{2,\text{pred}}} = \frac{T_{\text{dp,3}} - T_{\text{dp,out}}}{T_{\text{dp,3}} - T_2}$
- $C_{1,\text{pred}} = \frac{\phi_{\text{pred}}}{T_3 - T_2}$
- $C_{2,\text{pred}} = \frac{\phi_{\text{pred}}}{T_3 - T_2}$
- $\pi_{3,\text{pred}} = \frac{C_{1,\text{pred}}}{C_{2,\text{pred}}}$
- uvjet: ako je $\pi_{3,\text{pred}} > 1$, onda:
 - $\pi_{3,\text{pred}} = \frac{1}{\pi_{3,\text{pred}}}$
 - $\pi_{1,\text{pred}} = \frac{T'_{1,\text{pred}} - T''_{1,\text{pred}}}{T'_{1,\text{pred}} - T'_{2,\text{pred}}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_{\text{dp,3}}}$
 - $C_{1,\text{pred}} = C_{2,\text{pred}}$
- $\pi_{2,\text{pred}} = \frac{\ln\left(\frac{1 - \pi_{1,\text{pred}} \cdot \pi_{3,\text{pred}}}{1 - \pi_{1,\text{pred}}}\right)}{1 - \pi_{3,\text{pred}}}$

Ukupna površina za izmjenu topline kod predgrijača:

- $A_{o,\text{pred}} = \frac{C_{1,\text{pred}} \cdot \pi_{2,\text{pred}}}{k_{\text{pred}}}$

6.13.2. Proračun površine isparivača

Toplinski tok izmjenjen na isparivaču iznosi:

- $\phi_{\text{isp}} = \dot{m}_w \cdot (h(4) - h(3))$

Entalpiju kojom dimni plinovi ulaze u isparivač, $h_{\text{dp},4}$, moguće je odrediti također iz prvog glavnog stavka termodinamike.

- $h_{\text{dp},4} = \frac{\phi_{\text{isp}}}{\dot{m}_{\text{dp}}} + h_{\text{dp},3}$

Nadalje, iz poznatog iznosa entalpije i tlaka dimnih plinova određuje im se temperatura.

- $T_{\text{dp},4} = T(h_{\text{dp},4}, p_{\text{dp}})$

Bezdimenzijski parametri za slučaj isparavanja proračunavaju se za idealan slučaj kao da je riječ o izobarno-izotermnoj izmjeni topline.

S obzirom na to da u ovom matematičkom modelu tlak na ulazu i izlazu iz isparivača nije jednak, nisu jednake ni temperature. Prema tome, temperatura isparavanja, T_{isp} , određuje se kao aritmetička sredina između temperature na ulazu i izlazu iz isparivača. Ovakvo temperaturno osrednjavanje promjenjive temperature dovođenja ili odvođenja topline naziva se Carnotizacijom procesa. Temperatura T_{isp} unosi se u izraz za proračun π_1 parametra.

Na ovaj način nismo narušili fizikalni smisao modela izmjenjivača topline jer je pad tlaka kroz isparivač linearan, pa tako i temperaturni pad.

- $T_{\text{isp}} = \frac{T_3 + T_4}{2}$

Bezdimenzijski parametri:

- $\pi_{1,\text{isp}} = \frac{T'_{1,\text{isp}} - T''_{1,\text{isp}}}{T'_{1,\text{isp}} - T'_{2,\text{isp}}} = \frac{T_{\text{dp},4} - T_{\text{dp},3}}{T_{\text{dp},4} - T_{\text{isp}}}$
- $C_{1,\text{isp}} = \frac{\phi_{\text{isp}}}{T_{\text{dp},4} - T_{\text{dp},3}}$, a $C_{2,\text{isp}}$ je beskonačno velik, tj. $\pi_{3,\text{isp}}$ jednak je nuli [20].
- $\pi_{2,\text{isp}} = -\ln(1 - \pi_{1,\text{isp}})$

Ukupna površina za izmjenu topline kod isparivača:

- $A_{o,\text{isp}} = \frac{C_{1,\text{isp}} \cdot \pi_{2,\text{isp}}}{k_{\text{isp}}}$

6.13.3. Proračun površina pregrijača

Toplinski tok izmjenjen na pregrijaču iznosi:

- $\phi_{\text{pre}} = \dot{m}_w \cdot (h(5) - h(4))$

Bezdimenzijski parametri:

- $\pi_{1,\text{pre}} = \frac{T'_{1,\text{pre}} - T''_{1,\text{pre}}}{T'_{1,\text{pre}} - T'_{2,\text{pre}}} = \frac{T_{\text{dp},\text{in}} - T_{\text{dp},4}}{T_{\text{dp},\text{in}} - T_4}$

- $C_{1,\text{pred}} = \frac{\phi_{\text{pre}}}{T_5 - T_4}$

- $C_{2,\text{pre}} = \frac{\phi_{\text{pre}}}{T_{\text{dp},\text{in}} - T_{\text{dp},4}}$

- $\pi_{3,\text{pre}} = \frac{C_{1,\text{pre}}}{C_{2,\text{pre}}}$

- uvjet: ako je $\pi_{3,\text{pre}} > 1$, onda:

- $\pi_{3,\text{pre}} = \frac{1}{\pi_{3,\text{pre}}}$

- $\pi_{1,\text{pre}} = \frac{T'_{1,\text{pre}} - T''_{1,\text{pre}}}{T'_{1,\text{pre}} - T'_{2,\text{pre}}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{\text{dp},\text{in}}}$

- $C_{1,\text{pre}} = C_{2,\text{pre}}$

- $\pi_{2,\text{pre}} = \frac{\ln\left(\frac{1 - \pi_{1,\text{pre}} \cdot \pi_{3,\text{pre}}}{1 - \pi_{1,\text{pre}}}\right)}{1 - \pi_{3,\text{pre}}}$

Ukupna površina za izmjenu topline kod pregrijača:

- $A_{o,\text{pre}} = \frac{C_{1,\text{pre}} \cdot \pi_{2,\text{pre}}}{k_{\text{pre}}}$

Ukupna površina potrebna za izmjenu topline sa strane toplinskog izvora:

- $A_{\text{dov}} = A_{o,\text{pred}} + A_{o,\text{isp}} + A_{o,\text{pre}}$

6.14. Površine za izmjenu topline sa strane toplinskog ponora (kondenzator)

Površina za izmjenu topline sa strane toplinskog ponora određuje se na isti način kao i u slučaju sa strane toplinskog izvora. Koeficijent prolaska topline u kondenzatoru, k_{kond} , pretpostavlja se, kako je već prethodno spomenuto.

6.14.1. Proračun površine kondenzatora

Toplinski tok izmjenjen na kondenzatoru iznosi:

- $\phi_{\text{kond}} = \dot{m}_w \cdot (h(1) - h(6))$

Kao i za slučaj isparivača, u kondenzatoru se također provodi Carnotizacija procesa. Time se određuje srednja temperatura kondenzacije, T_{kond} , kao aritmetička sredina između temperature početka, T_7 , i temperature završetka kondenzacije, T_8 .

- $T_{\text{kond}} = \frac{T_7 + T_8}{2}$

Dvije su izvedbe matematičkog modela kondenzatora:

- U prvoj izvedbi kondenzator je spojen na hladnjak motora vozila posrednim cirkulacijskim krugom. Rashladni medij izlazi iz kondenzatora s 93 °C i s tom temperaturom ulazi u hladnjak motora. U hladnjaku rashladni medij predaje toplinu okolišnjem zraku, hladi se na 70 °C i na toj temperaturi se ponovno vraća u kondenzator. U hladnjaku motora dolazi do izmjene topline između kapljevine i okolišnjeg zraka. Iz tog razloga je koeficijent prolaska topline k_{vz} manji, pa površina za izmjenu topline mora biti veća.

Bezdimenzijski parametri za slučaj posrednog hlađenja:

Kondenzator

- $\pi_{1,\text{kond}} = \frac{T'_{1,\text{kond}} - T''_{1,\text{kond}}}{T'_{1,\text{kond}} - T'_{2,\text{kond}}} = \frac{T_{\text{ras,in}} - T_{\text{ras,out}}}{T_{\text{ras,in}} - T_{\text{kond}}}$
- $C_{1,\text{kond}} = -\frac{\phi_{\text{kond}}}{T_{\text{ras,in}} - T_{\text{ras,out}}}$, a $C_{2,\text{isp}}$ je beskonačno velik, tj. $\pi_{3,\text{kond}}$ jednak je nuli [20].
- $\pi_{2,\text{kond}} = -\ln(1 - \pi_{1,\text{kond}})$

Ukupna površina kondenzatora za izmjenu topline za slučaj posrednog hlađenja:

- $A_{o,\text{kond}} = \frac{C_{1,\text{kond}} \cdot \pi_{2,\text{kond}}}{k_{\text{kond}}}$

Hladnjak motora

- $\pi_{1,hlad} = \frac{T'_{1,hlad} - T''_{1,hlad}}{T'_{1,hlad} - T'_{2,hlad}} = \frac{T_z - T_{z,out}}{T_z - T_{ras,out}}$
- $C_{1,hlad} = -\frac{\phi_{kond}}{T_{z,out} - T_z}$
- $C_{2,hlad} = -\frac{\phi_{kond}}{T_{ras,out} - T_{ras,in}}$
- $\pi_{2,hlad} = \frac{\ln\left(\frac{1 - \pi_{1,hlad} \cdot \pi_{3,hlad}}{1 - \pi_{1,hlad}}\right)}{1 - \pi_{3,hlad}}$

Ukupna površina hladnjaka motora za izmjenu topline za slučaj posrednog hlađenja:

- $A_{o,hlad} = \frac{C_{1,hlad} \cdot \pi_{2,hlad}}{k_{vz}}$

Sveukupna površina za izmjenu topline između radnog medija i okolišnjem zraka kod slučaja posrednog hlađenja:

- $A_{odv,posredno} = A_{o,kond} + A_{o,hlad}$
- b) U drugoj izvedbi kondenzator je u izravnom kontaktu s vanjskim, tj. okolišnjim zrakom temperature T_z . Ovdje također imamo izmjenu topline između kapljevine i plina, pa je koeficijent prolaska topline manji. Međutim, izravnim hlađenjem okolišnjim zrakom ostvaruje se, ovisno o dobu godine, veća temperaturna razlika između radnog medija i zraka. Zbog toga je izmjena topline intenzivnija i očekuje se manja potrebna površina za izmjenu topline.

Bezdimenzijski parametri za slučaj neposrednog hlađenja:

- $\pi_{1,kond} = \frac{T'_{1,kond} - T''_{1,kond}}{T'_{1,kond} - T'_{2,kond}} = \frac{T_z - T_{z,out}}{T_z - T_{kond}}$
- $C_{1,kond} = -\frac{\phi_{kond}}{T_{z,out} - T_z}$, a $C_{2,isp}$ je beskonačno velik, tj. $\pi_{3,kond}$ jednak je nuli [20].
 $\pi_{2,kond} = -\ln(1 - \pi_{1,kond})$

Ukupna površina za izmjenu topline kondenzatora za slučaj neposrednog hlađenja:

- $A_{o,kond} = \frac{C_{1,kond} \cdot \pi_{2,kond}}{k_{vz}}$

Sveukupna površina za izmjenu topline između radnog medija i okolišnjem zrakom kod slučaja izravnog hlađenja:

- $A_{\text{odv,neposredno}} = A_{\text{o,kond}}$

6.15. Izmjenjeni toplinski tokovi, snage i iskoristivost

Sveukupni toplinski tok predavan sa strane dimnih plinova dobiva se zbrojem toplinskih tokova predgrijača, isparivača i pregrijača.

- $\phi_{\text{dov}} = \phi_{\text{pred}} + \phi_{\text{isp}} + \phi_{\text{pre}}$

Odvedeni toplinski tok sa strane rashladnog medija za slučaj izravnog hlađenja jednak je toplinskom toku izmjenjenom na kondenzatoru s okolišnjim zrakom, U slučaju posrednog hlađenja odvedeni toplinski tok jednak je zbroju tokova izmjenjenih na kondenzatoru i hladnjaku motora.

- $\phi_{\text{odv}} = \phi_{\text{kond}} + \phi_{\text{hlad}}$

Snage u sustavu računaju se kako sljede:

- $P_{\text{pump}} = \dot{m}_w \cdot (h_1 - h_2)$
- $P_{\text{eksp}} = \dot{m}_w \cdot (h_5 - h_6)$
- $P_{\text{netto}} = P_{\text{pump}} + P_{\text{eksp}}$

Iskoristivost sustava sljede iz izraza:

- $\eta_{\text{term}} = 1 - \left| \frac{\phi_{\text{odv}}}{\phi_{\text{dov}}} \right|$

7. Rezultati simulacije

Kao što je prije rečeno, postavljeni problem rješava se optimizacijom za dva slučaja.

U prvom slučaju optimira se bez ograničenja površina za izmjenu topline pri čemu se očekuje najveća dobivena snaga, P_{netto} , ali i velike površine izmjenjivača topline, za koje ne možemo biti sigurni da bi se dale smjestiti u vozilo. Hlađenje radnog medija može se vršiti na dva načina: posredno i neposredno.

U drugom slučaju zadaje se π_2 parametar kondenzatora, te se onda ulazi u optimizaciju kako bi se vidjelo koliku se maksimalnu snagu u tom slučaju može dobiti.

Dio rezultata simulacije je u obliku grafičkog prikaza T,s i h,s dijagrama dotičnog ciklusa za slučaj bez ograničenja na površine, te prikaza promjene snage u ovisnosti o površini za odvođenje topline, A_{odv} , pri temperaturama okolišnjeg zraka od -10, 0, 10, 20 i 30 °C. Drugi dio rezultata simulacije je u numeričkom obliku prikazan u tablicama.

Simulirana su dva slučaja rada Rankineovog ciklusa: s vodom kao radnim medijem i etanolom kao radnim medijem, a rezultati se opisuju u nastavku.

U svim proračunima korištene su sljedeće vrijednosti ulaznih parametara:

Tablica 2. Molni udjeli sudionika u ispušnim dimnim plinovima

	N ₂	CO ₂	O ₂	voda	$\sum y_j$
Molni udio, y_j	0.741	0.0	0.131	0.128	1.0

Dimni plinovi ulaze u sustav masenim protokom, \dot{m}_{dp} , koji iznosi 700 kg/h. Temperatura dimnih plinova na ulazu u pregrijač, $T_{\text{dp,in}}$, iznosi 500 °C. Pretpostavlja se da tlak dimnih plinova odgovara okolišnjem tlaku i iznosi $p_a = 1.01325 \text{ bar}$.

Pretpostavljeni koeficijenti prolaska topline navedeni su u tablici 3.

Tablica 3. Koeficijenti prolaska topline [26], [27]

k_{pred}	k_{isp}	k_{pre}	k_{kond}	k_{vz}
42.6 W/(m ² K)	43.7 W/(m ² K)	50 W/(m ² K)	200 W/(m ² K)	30 W/(m ² K)

Dva su koeficijenta prolaska topline kondenzatora. U slučaju posrednog hlađenja za kondenzator je k_{kond} , a na hladnjaku motora je k_{vz} . U slučaju izravnog hlađenja okolišnim zrakom koeficijent prolaska topline za kondenzator je jednak k_{vz} .

Ostali ulazni parametri (temperaturni pad uslijed pothlađenja, izentropski stupanj iskoristivosti pumpe i ekspandera) navedeni su u sljedećoj tablici skupa s pretpostavljenim omjerima pada tlaka u izmjenjivačima topline.

Tablica 4. Ostali ulazni parametri

ΔT_{pothl}	η_{pump}	η_{eksp}	p_3/p_2	p_4/p_3	p_5/p_4	p_8/p_7
3 °C	0.85	0.9	0.925	0.965	0.99	0.925

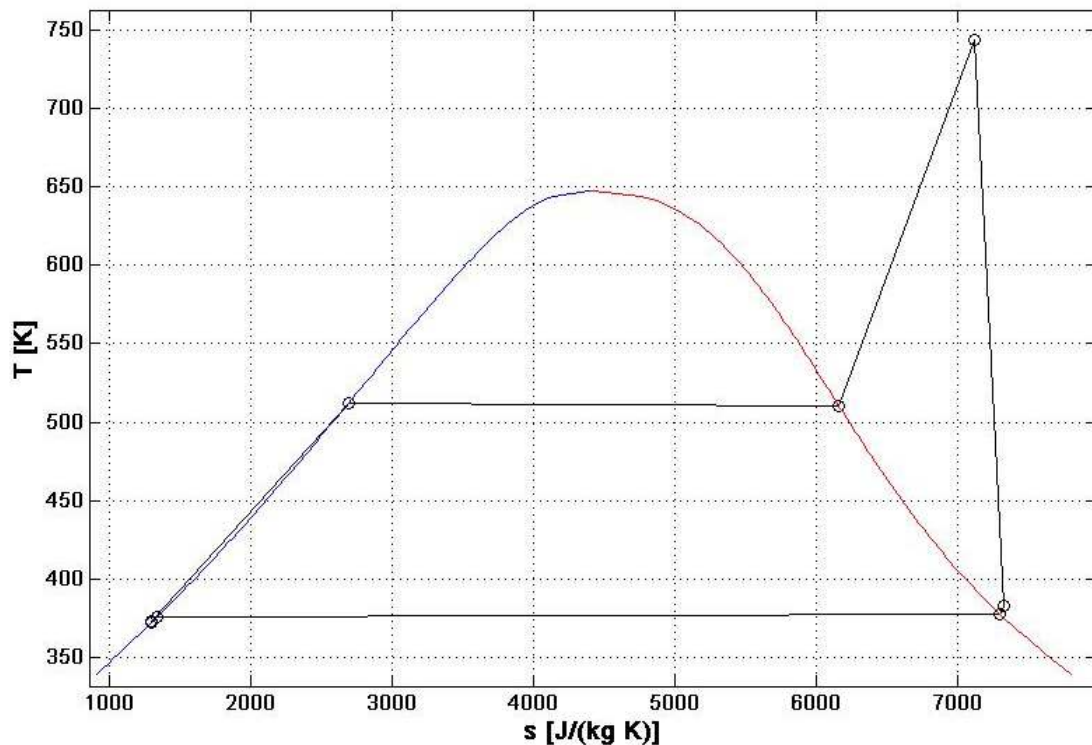
S obzirom na to da su rezultati, u slučaju posrednog hlađenja radnog medija, upućivali na prevelike potrebne površine za odvođenje topline, kako je moguće vidjeti i u tablici 5, rješenja za taj slučaj nisu unesena u rad. Razlog tomu su dva cirkulacijska kruga i male temperaturne razlike između temperature rashladnog medija koji napušta kondenzator (93 °C), odnosno ulazi u hladnjak motora i temperature okolišnjeg zraka.

Tablica 5. Rezultati simulacije za slučaj bez ograničenja površine sa vodom kao radnim medijem

$T_{\text{dp,in}}$ [°C]	$T_{\text{dp,out}}$ [°C]	T_z [°C]	ϕ_{dov} [kW]	ϕ_{odv} [kW]	A_{dov} [m ²]	A_{odv} [m ²]	P_{pump} [kW]	P_{eksp} [kW]	P_{netto} [kW]	η_{term} [%]
500	190.8	0	72.30	-55.74	17.43	56.23	-0.12	16.67	16.55	22.89

7.1. Voda kao radni medij

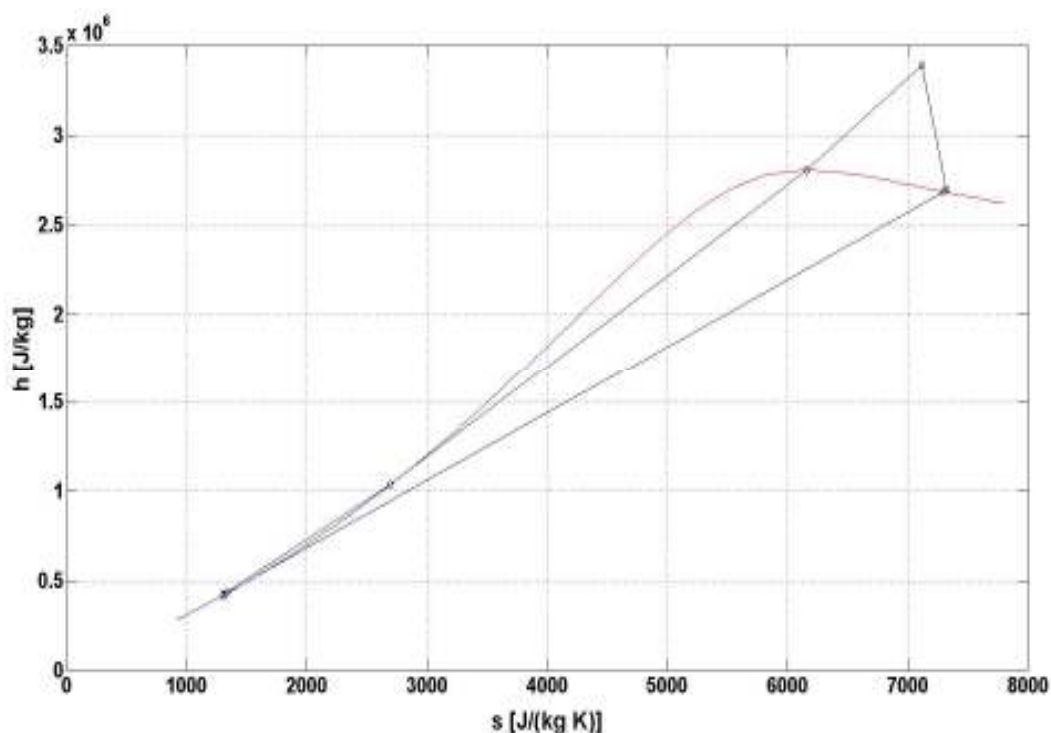
7.1.1. Bez ograničenja površine



Slika 19. T,s dijagram

Slika 19 prikazuje T,s dijagram, a slika 20 h,s dijagram radnog ciklusa s vodom kao radnom tvari pri čemu se tražila maksimalna neto dobivena snaga ne vodeći računa o iznosima površina izmjenjivača topline. Dva su ograničenja s kojima se ušlo u proračun: prvo da je temperatura na izlazu iz predgrijača za 30 °C niža od temperature dimnih plinova na ulazu i drugo da je minimalni tlak kondenzacije 1.1 bar apsolutno, odnosno da je temperatura kondenzata barem 80 °C viša od temperature okolišnjeg zraka. Koordinate točaka dane su u tablici 6, a na slici 19 i 20 su točke aproksimacijski spojene pravcima, dok je krivulja napetosti točno izračunata koristeći program „REFPROP“ [25].

Tablica 7 prikazuje karakteristične ulazne podatke, te dobivene rezultate. Iz tablice je vidljivo da je maksimalna moguća snaga za zadanu temperaturu okolišnjeg zraka i temperaturu dimnih plinova $P_{\text{netto}} = 17.3 \text{ kW}$, pri čemu je dovodeni toplinski tok $\phi_{\text{dov}} = 74.4 \text{ kW}$ uz odvođeni toplinski tok $\phi_{\text{odv}} = 57.09 \text{ kW}$, pa termički stupanj djelovanja tog procesa iznosi $\eta_{\text{term}} = 23.3 \%$.

Slika 20. h,s dijagram

Tablica 6. Točke ciklusa i pripadajuća stanja

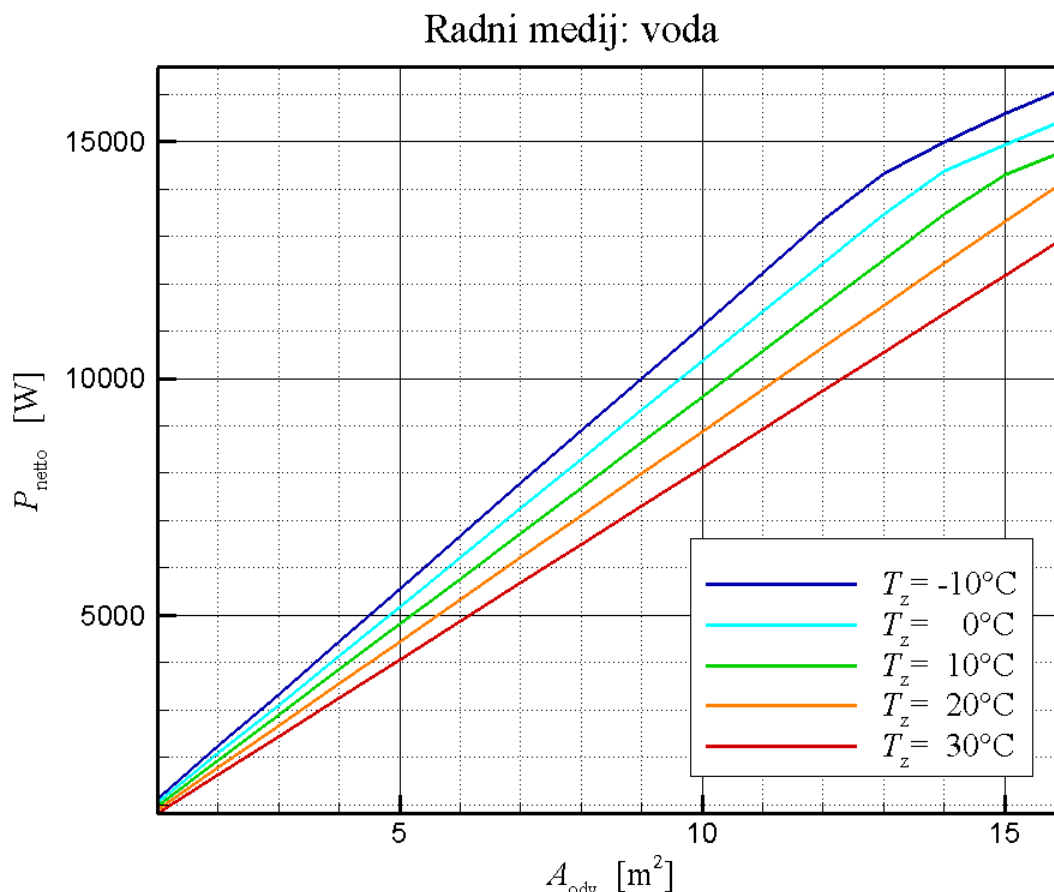
Točka ciklusa	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1	99.7	1.11	417.77
2	100.1	35.83	422.03
3	239.4	33.15	1034.91
4	237.4	31.99	2803.13
5	470.0	31.67	3387.75
6	109.9	1.20	2693.68
7	104.9	1.20	2683.24
8	102.7	1.11	430.42

Tablica 7. Rezultati simulacije za slučaj bez ograničenja površine sa vodom kao radnim medijem

$T_{dp,in}$ [°C]	$T_{dp,out}$ [°C]	T_z [°C]	ϕ_{dov} [kW]	ϕ_{odv} [kW]	A_{dov} [m ²]	A_{odv} [m ²]	P_{pump} [kW]	P_{eksp} [kW]	P_{netto} [kW]	η_{term} [%]
500	181.5	0	74.40	-57.09	17.66	27.37	-0.11	17.41	17.30	23.26

7.1.2. S ograničenjem površine na strani kondenzatora

Dijagram na slici 21 prikazuje snagu koju se može dobiti iz sustava za pretpostavljenu površinu kondenzatora (A_{odv}) pri izravnom hlađenju okolišnjim zrakom temperature od -10 do 30 °C s korakom od 10 °C. Pretpostavljena je bezdimenzijska značajka kondenzatora $\pi_2 = 0.2$. Iz dijagrama se jasno vidi da je dobivena snaga veća pri većoj površini kondenzatora i nižoj temperaturi okolišnjeg zraka.



Slika 21. Maksimalna snaga pri promjenjivoj površini odvođenja toplote za različite temperature okolišnjeg zraka

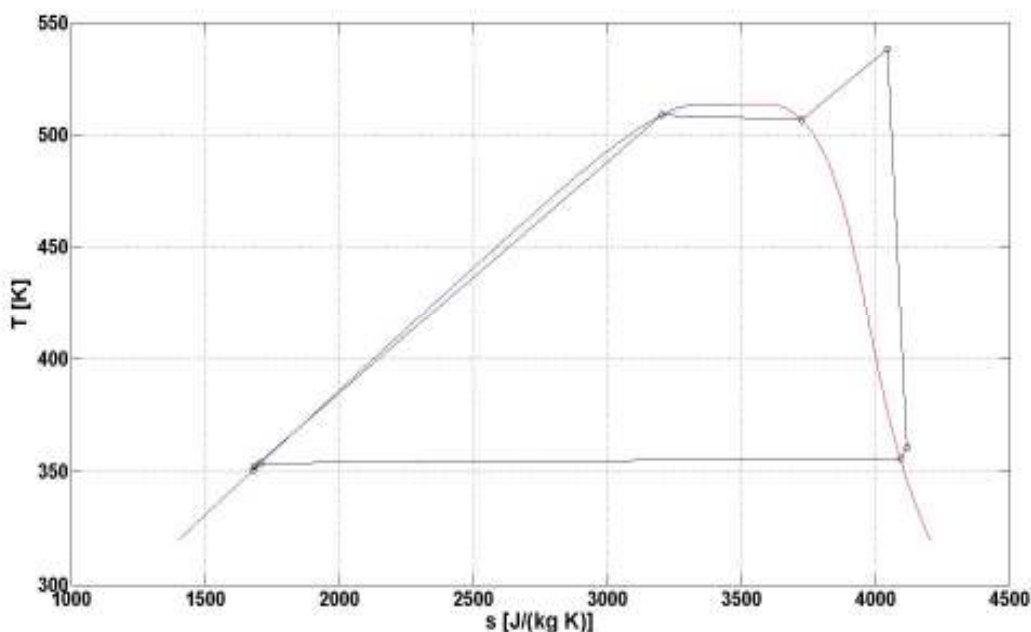
Za temperaturu okolišnjeg zraka 20 i 30 °C jasno je da je dobivena snaga linearno razmjerna površini kondenzatora. Za niže temperature zraka (10,0,-10 °C) dolazi do odstupanja od linearnosti zbog propisanog ograničenja „pinch“ točke. Naime kada je maksimalna snaga ograničena površinom kondenzatora ova zavisnost je linearna, a kada kriterij postaje propisana „pinch“ temperatura dolazi do odstupanja od linearnosti. Tablica 8, osim dobivene snage prikazane u gornjem dijagramu, prikazuje i ostale relevantne rezultate proračuna.

Tablica 8. Rezultati simulacija s ograničenjem na površinu s vodom kao radnim medijem

Tz [°C]	Aodv [m²]	Pnetto [kW]	Peksp [kW]	Ppump [kW]	Fidov [kW]	Fiodv [kW]	Adov [m³/s]	mw [kg/h]	Tdpout [°C]	p(3) [bar]	T(3) [°C]	dTPinch [°C]	T(5) [°C]	p(8) [bar]	T(8) [°C]	Cz [W/K]	eta term [%]
-10,0	4,0	4,44	4,50	-0,06	20,61	-16,17	1,6	26,69	414,4	62,15	277,9	156,8	470,0	3,34	137,3	600,0	21,6
-10,0	7,0	7,78	7,88	-0,10	36,07	-28,29	3,5	46,71	348,9	62,15	277,9	107,0	470,0	3,34	137,3	1050,0	21,6
-10,0	10,0	11,11	11,26	-0,15	51,52	-40,41	7,0	66,73	282,2	62,15	277,9	56,6	470,0	3,34	137,3	1500,0	21,6
-10,0	13,0	14,33	14,52	-0,18	66,13	-51,80	16,7	85,30	218,1	60,16	275,8	10,0	470,0	3,15	135,2	1950,0	21,7
-10,0	16,0	16,13	16,27	-0,13	71,12	-54,99	17,3	88,28	196,0	42,53	254,0	10,0	470,0	1,70	115,2	2400,0	22,7
0,0	4,0	4,14	4,20	-0,06	19,22	-15,08	1,4	24,90	420,2	62,15	277,9	161,2	470,0	3,34	137,3	600,0	21,6
0,0	7,0	7,25	7,35	-0,10	33,64	-26,39	3,1	43,57	359,2	62,15	277,9	114,9	470,0	3,34	137,3	1050,0	21,6
0,0	10,0	10,36	10,50	-0,14	48,06	-37,69	6,0	62,24	297,2	62,15	277,9	68,0	470,0	3,34	137,3	1500,0	21,6
0,0	13,0	13,47	13,65	-0,18	62,47	-49,00	12,8	80,91	234,3	62,15	277,9	20,5	470,0	3,34	137,3	1950,0	21,6
0,0	16,0	15,47	15,62	-0,15	69,28	-53,81	17,1	87,17	204,2	48,54	262,1	10,0	470,0	2,15	122,4	2400,0	22,3
10,0	4,0	3,85	3,90	-0,05	17,84	-13,99	1,3	23,10	426,0	62,15	277,9	165,6	470,0	3,34	137,3	600,0	21,6
10,0	7,0	6,73	6,82	-0,09	31,21	-24,48	2,8	40,43	369,5	62,15	277,9	122,7	470,0	3,34	137,3	1050,0	21,6
10,0	10,0	9,61	9,74	-0,13	44,59	-34,98	5,1	57,75	312,2	62,15	277,9	79,3	470,0	3,34	137,3	1500,0	21,6
10,0	13,0	12,50	12,67	-0,17	57,97	-45,47	9,7	75,08	254,1	62,15	277,9	35,4	470,0	3,34	137,3	1950,0	21,6
10,0	16,0	14,81	14,98	-0,17	67,47	-52,66	16,9	86,08	212,2	55,02	270,0	10,0	470,0	2,68	129,7	2400,0	22,0
20,0	4,0	3,55	3,59	-0,05	16,45	-12,90	1,2	21,30	431,8	62,15	277,9	170,0	470,0	3,34	137,3	600,0	21,6
20,0	7,0	6,21	6,29	-0,08	28,79	-22,58	2,5	37,28	379,8	62,15	277,9	130,5	470,0	3,34	137,3	1050,0	21,6
20,0	10,0	8,87	8,99	-0,12	41,12	-32,26	4,4	53,26	327,2	62,15	277,9	90,6	470,0	3,34	137,3	1500,0	21,6
20,0	13,0	11,53	11,68	-0,15	53,46	-41,93	7,7	69,24	273,8	62,15	277,9	50,3	470,0	3,34	137,3	1950,0	21,6
20,0	16,0	14,17	14,36	-0,19	65,69	-51,52	16,7	85,04	220,1	61,94	277,7	10,0	470,0	3,32	137,1	2400,0	21,6
30,0	4,0	3,25	3,29	-0,04	15,06	-11,82	1,0	19,51	437,6	62,15	277,9	174,5	470,0	3,34	137,3	600,0	21,6
30,0	7,0	5,68	5,76	-0,08	26,36	-20,68	2,2	34,14	390,1	62,15	277,9	138,3	470,0	3,34	137,3	1050,0	21,6
30,0	10,0	8,12	8,23	-0,11	37,66	-29,54	3,8	48,77	342,0	62,15	277,9	101,9	470,0	3,34	137,3	1500,0	21,6
30,0	13,0	10,55	10,70	-0,14	48,95	-38,40	6,2	63,40	293,4	62,15	277,9	65,0	470,0	3,34	137,3	1950,0	21,6
30,0	16,0	12,99	13,16	-0,17	60,25	-47,26	11,1	78,04	244,1	62,15	277,9	27,9	470,0	3,34	137,3	2400,0	21,6

7.2. Etanol kao radni medij

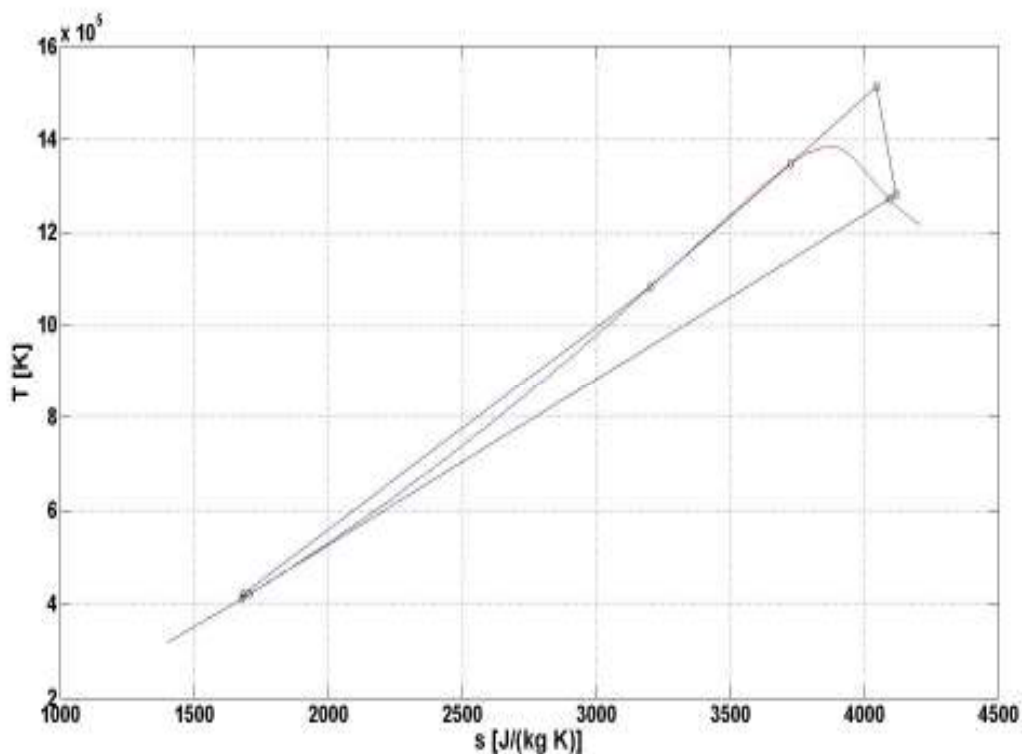
7.2.1. Bez ograničenja površine



Slika 22. T,s dijagram

Slika 22 prikazuje T,s dijagram, a slika 23 h,s dijagram radnog ciklusa s etanolom kao radnom tvari pri čemu se tražila maksimalna neto dobivena snaga ne vodeći računa o iznosima površina izmjenjivača topline. Dva su ograničenja s kojima se ušlo u proračun: prvo da je temperatura na izlazu iz predgrijača za 200 °C niža od temperature dimnih plinova na ulazu i drugo da je minimalni tlak kondenzacije 1.1 bar apsolutno, odnosno da je temperatura kondenzata barem 80 °C viša od temperature okolišnjeg zraka. Koordinate točaka dane su u tablici 9, a na slici 22 i 23 su točke aproksimacijski spojene pravcima, dok je krivulja napetosti točno izračunata koristeći program „REFPROP“ [25].

Tablica 10 prikazuje karakteristične ulazne podatke, te dobivene rezultate. Iz tablice je vidljivo da je maksimalna moguća snaga za zadanu temperaturu okolišnjeg zraka i temperaturu dimnih plinova $P_{\text{netto}} = 18.9 \text{ kW}$, pri čemu je dovođeni toplinski tok $\phi_{\text{dov}} = 92.69 \text{ kW}$ uz odvođeni toplinski tok $\phi_{\text{odv}} = 73.09 \text{ kW}$, pa termički stupanj djelovanja tog procesa iznosi $\eta_{\text{term}} = 20.47 \%$.

Slika 23. h,s dijagram

Tablica 9. Točke ciklusa i pripadajuća stanja

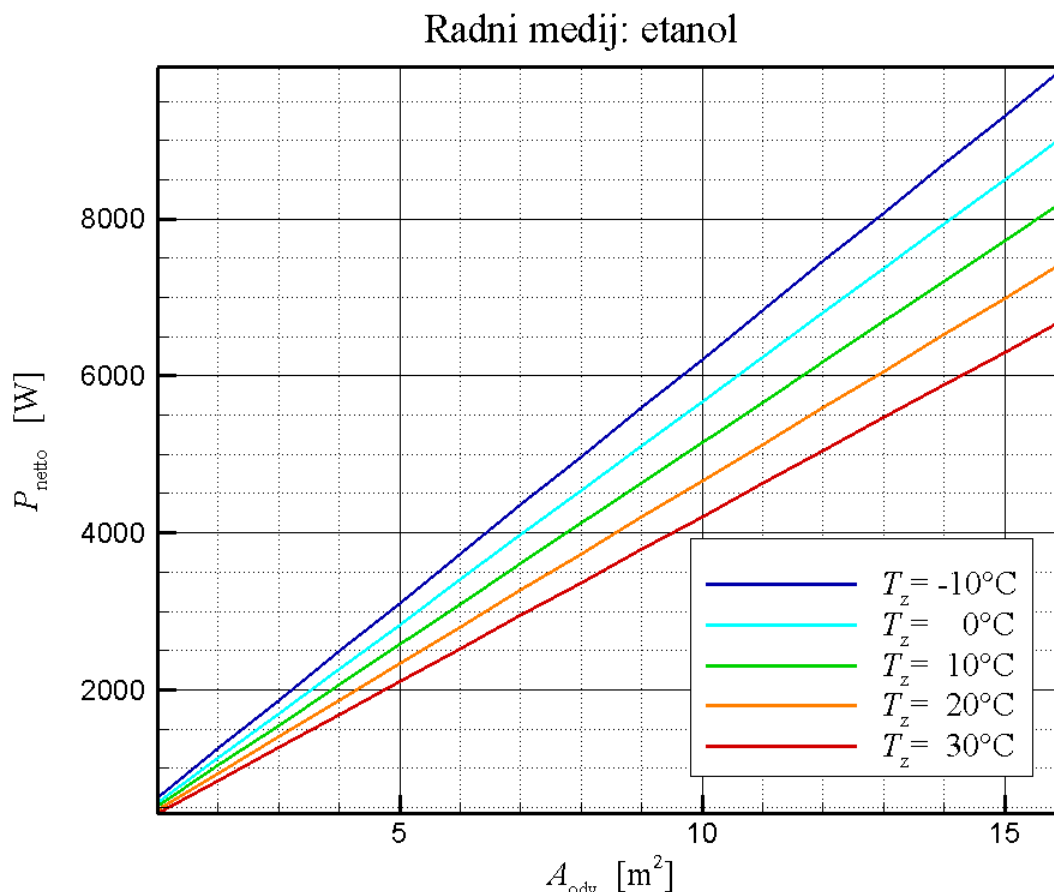
Točka ciklusa	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1	77.7	1.11	412.57
2	79.3	61.48	422.17
3	235.9	56.87	1083.33
4	233.7	54.88	1346.86
5	265.3	54.33	1513.11
6	87.8	1.20	1280.18
7	82.7	1.20	1270.98
8	80.7	1.11	422.16

Tablica 10. Rezultati simulacije za slučaj bez ograničenja površine sa vodom kao radnim medijem

$T_{dp,in}$ [°C]	$T_{dp,out}$ [°C]	T_z [°C]	ϕ_{dov} [kW]	ϕ_{odv} [kW]	A_{dov} [m ²]	A_{odv} [m ²]	P_{pump} [kW]	P_{eksp} [kW]	P_{netto} [kW]	η_{term} [%]
500	99.3	0	92.69	-73.09	10	54.31	-0.8	19.79	18.97	20.47

7.2.2. S ograničenjem površine na strani kondenzatora

Dijagram na slici 24 prikazuje snagu koju se može dobiti iz sustava za pretpostavljenu površinu kondenzatora (A_{odv}) pri izravnom hlađenju okolišnjim zrakom temperature od -10 do 30 °C s korakom od 10 °C. Pretpostavljena je bezdimenzijska značajka kondenzatora $\pi_2 = 0.2$. Iz dijagrama se jasno vidi da je dobivena snaga veća pri većoj površini kondenzatora i nižoj temperaturi okolišnjeg zraka.



Slika 24. Maksimalna snaga pri promjenjivoj površini odvođenja topline za različite temperature okolišnjeg zraka

Za sve temperature jasno je da je dobivena snaga linearno razmjerna površini kondenzatora. Pri nižim temperaturama ne dolazi do odstupanja od linearnosti kao u slučaju gdje je radna tvar voda. Kada je maksimalna snaga ograničena površinom kondenzatora ova zavisnost je linearna. Kriterij „pinch“ temperature i dalje postoji, međutim, on ne dolazi do izražaja pri zadanim površinama. Za nelinearne trendove, kakvi postoje kod vode, potrebno je zadati veće površine za izmjenu toplinskog toka. Tablica 11, osim dobivene snage prikazane u gornjem dijagramu, prikazuje i ostale relevantne rezultate proračuna.

Tablica 11. Rezultati simulacija s ograničenjem na površinu s etanolom kao radnim medijem

Tz [°C]	Adov [m ²]	Pnetto [kW]	Peksp [kW]	Ppump [kW]	Fidov [kW]	Fiodv [kW]	Adov [m ²]	mw [kg/h]	Tdpout [°C]	p(3) [bar]	T(3) [°C]	dTPinch [°C]	T(5) [°C]	p(8) [bar]	T(8) [°C]	Cz [W/K]	eta term [%]
-10,0	4,0	2,48	2,60	-0,12	14,47	-11,98	0,6	51,68	440,08	47,85	225,68	246,13	250,0	2,18	99,05	600,0	17,17
-10,0	7,0	4,35	4,55	-0,20	25,32	-20,97	1,4	90,44	394,51	47,85	225,68	224,85	250,0	2,18	99,05	1050,0	17,17
-10,0	10,0	6,21	6,50	-0,29	36,17	-29,96	2,6	129,20	348,40	47,85	225,68	203,45	250,0	2,18	99,05	1500,0	17,17
-10,0	13,0	8,07	8,45	-0,38	47,02	-38,95	4,4	167,96	301,71	47,85	225,68	181,93	250,0	2,18	99,05	1950,0	17,17
-10,0	16,0	9,94	10,40	-0,46	57,88	-47,94	7,2	206,72	254,47	47,85	225,68	160,29	250,0	2,18	99,05	2400,0	17,17
0,0	4,0	2,27	2,38	-0,12	13,84	-11,58	0,6	50,67	442,69	48,66	226,65	246,23	250,0	2,69	105,27	600,0	16,36
0,0	7,0	3,96	4,17	-0,20	24,23	-20,26	1,3	88,68	399,13	48,66	226,65	225,76	250,0	2,69	105,27	1050,0	16,36
0,0	10,0	5,66	5,95	-0,29	34,61	-28,95	2,4	126,69	355,07	48,66	226,65	205,19	250,0	2,69	105,27	1500,0	16,36
0,0	13,0	7,36	7,74	-0,38	44,99	-37,63	4,2	164,69	310,49	48,66	226,65	184,50	250,0	2,69	105,27	1950,0	16,36
0,0	16,0	9,06	9,53	-0,46	55,38	-46,31	6,8	202,70	265,40	48,66	226,65	163,71	250,0	2,69	105,27	2400,0	16,36
10,0	4,0	2,06	2,17	-0,12	13,22	-11,16	0,6	49,62	445,28	49,41	227,55	246,38	250,0	3,28	111,41	600,0	15,57
10,0	7,0	3,60	3,80	-0,20	23,14	-19,54	1,3	86,84	403,72	49,41	227,55	226,71	250,0	3,28	111,41	1050,0	15,57
10,0	10,0	5,15	5,43	-0,29	33,06	-27,91	2,3	124,06	361,69	49,41	227,55	206,94	250,0	3,28	111,41	1500,0	15,57
10,0	13,0	6,69	7,07	-0,37	42,97	-36,28	3,9	161,28	319,20	49,41	227,55	187,06	250,0	3,28	111,41	1950,0	15,57
10,0	16,0	8,24	8,70	-0,46	52,89	-44,66	6,4	198,50	276,24	49,41	227,55	167,08	250,0	3,28	111,41	2400,0	15,57
20,0	4,0	1,86	1,98	-0,11	12,60	-10,74	0,5	48,52	447,86	50,12	228,37	246,58	250,0	3,96	117,46	600,0	14,79
20,0	7,0	3,26	3,46	-0,20	22,06	-18,79	1,2	84,92	408,28	50,12	228,37	227,68	250,0	3,96	117,46	1050,0	14,79
20,0	10,0	4,66	4,94	-0,28	31,51	-26,85	2,2	121,31	368,28	50,12	228,37	208,69	250,0	3,96	117,46	1500,0	14,79
20,0	13,0	6,06	6,43	-0,37	40,96	-34,90	3,7	157,70	327,86	50,12	228,37	189,61	250,0	3,96	117,46	1950,0	14,79
20,0	16,0	7,46	7,91	-0,46	50,41	-42,96	6,0	194,10	287,01	50,12	228,37	170,43	250,0	3,96	117,46	2400,0	14,79
30,0	4,0	1,68	1,79	-0,11	11,99	-10,31	0,5	47,37	450,42	50,78	229,15	246,81	250,0	4,75	123,43	600,0	14,02
30,0	7,0	2,94	3,14	-0,20	20,98	-18,04	1,2	82,90	412,81	50,78	229,15	228,69	250,0	4,75	123,43	1050,0	14,02
30,0	10,0	4,20	4,48	-0,28	29,97	-25,77	2,1	118,43	374,83	50,78	229,15	210,47	250,0	4,75	123,43	1500,0	14,02
30,0	13,0	5,46	5,83	-0,36	38,96	-33,50	3,5	153,96	336,46	50,78	229,15	192,17	250,0	4,75	123,43	1950,0	14,02
30,0	16,0	6,72	7,17	-0,45	47,95	-41,23	5,6	189,49	297,70	50,78	229,15	173,78	250,0	4,75	123,43	2400,0	14,02

8. ZAKLJUČAK

U radu je analiziran Rankineov ciklus za iskorištavanje otpadne topline dimnih plinova iz motora s unutarnjim izgaranjem za dvije radne tvari: voda i etanol. Izrađen je računalni program za maksimizaciju neto dobivene snage po dva kriterija: Prvo temeljem ograničenja temperaturnih razlika na ogrjevnoj i rashladnoj strani promatranog ciklusa i drugo temeljem ograničenja iznosa kondenzatorske površine uz pretpostavljenu bezdimenzijsku značajku $\pi_2 = 0.2$.

S vodom kao radnim medijem dobivena je maksimalna snaga, uz pretpostavljene koeficijente prolaska topline, iznosi 17.3 kW uz termički stupanj djelovanja 23.3 %, dok je s etanolom kao radnom tvari moguće dobiti maksimalnu neto snagu 19 kW uz termički stupanj djelovanja 20.5 %. Dovođeni i odvođeni toplinski tokovi na strani vode u promatranom slučaju iznose 74.4 kW i 57.1 kW, dok dotični toplinski tokovi, s etanolom kao radnom tvari, iznose 92.7 kW i 73.1 kW. Maksimalni tlak u slučaju ciklusa s vodom je 35.83 bar, a u slučaju etanola maksimalni tlak je 61.48 bar.

Uz pretpostavljenu bezdimenzijsku značajku i zadanu površinu kondenzatora moguće je dobiti veću snagu iz procesa s vodom kao radnim medijem, nego li u slučaju etanola, odnosno za istu dobivenu snagu površina u slučaju etanola morati će biti veća. Primjerice, za dobiti 7 kW snage iz procesa s vodom ukupna izmjenjivačka površina ($A_{\text{dov}} + A_{\text{odv}}$) iznosi 9.8 m², a za dobiti istu tu snagu iz procesa s etanolom potrebna površina je oko 16.9 m².

LITERATURA

- [1] Charles Sprouse, Christopher Depcik: Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery, Sveučilište u Kansasu, 2012.
- [2] B. Mustapha, Cours of Sustainable engineering ULg, 2012.
- [3] [No Waste Project](#): Engine Waste Heat Recovery and Re-Use
- [4] Antun Galović: Termodinamika 1, Zagreb, 2008.
- [5] Rakesh Aneja, Sandeep Singh, Kevin Sisken Detroit Diesel Corporation Roland Dold, Heijo Oelschlegel Daimler AG: Exhaust Heat Driven Rankine Cycle for a Heavy Duty Diesel Engine, 2011.
- [6] [United Nations Framework Convention on Climate Change](#): Kyoto Protocol
- [7] [WTRG Economics](#): Analysis, planning, forecast and data services for energy producers and consumers.
- [8] [Green Car Congress](#): BMW Study on Rankine Cycle for Waste Heat Recovery Shows Potential Additional 10% Power Output at Highway Speeds, 2009.
- [9] H. Lwibowitz, I. K. Smith, N. Stosic: Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources, 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2006.
- [10] [Motor Authority](#): Honda investigating „Rankine cycle“ to power hybrids, 2008.
- [11] [Cogen Microsystems](#): Waste Heat Recovery
- [12] [Beyond the Edge](#): Eliminating the Wasted Energy in Your Car
- [13] [Wikipedija](#): Engleska verzija
- [14] Huijuan Chen, D. Goswami, Elias K. Stefanakos: A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, Sveučilište Južne Floride, 2010.
- [15] Reza Rowshanzadeh: Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies, Royal Institute of Technology, Švedska
- [16] Mario Klun: Diplomski Rad, Fakultet Strojarsstva i Brodogradnje, Sveučilište u Zagrebu, 2010.
- [17] O. Badr, P.W. O'Callaghan, M. Hussein, S.D. Probert: Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines, 1984.
- [18] [Hydrodynamics of Pumps](#): Pump geometry
- [19] Ulli Drescher, Dieter Brüggemann: Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, 2007.
- [20] Antun Galović: Termodinamika 2, Zagreb, 2007.

- [21] Branimir Pavković: Tehnika hlađenja, Sveučilište u Rijeci
- [22] A. Fezer, P. Ambros: Thermodynamic Vehicle Integration of a Rankine Waste Heat Recovery System, European GT Suite Conference, Frankfurt, Njemačka, 2011.
- [23] [Flowmaster](#): Cooling Systems
- [24] Tonko Ćurko, Vladimir Soldo: Radni udžbenik Dizalice Topline s Obnovljivim Izvorima Energije, Zagreb, 2011.
- [25] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2013.
- [26] Franco A., Russo A.: Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters, International Journal of Thermal Sciences 41, 843–859, 2002.
- [27] Cacarosa C., Donatini F., Franco A.: Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants, Energy 29, 389-414, 2004.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Matlab programski kod koji slijedi u nastavku:

1) Glavni program, radni medij je voda:

```
global yN2 yO2 yCO2 yW IA_odv
global Tdp_in Tdp_out pdp mdp Tras_in Tras_out pa
global k_pred k_isp k_pre k_kond
global pmin dTpothl eta_pmp eta_eks Z32 Z43 Z54 Z87
global p T Tisp Tkond h s
global hdp_in hdp_out mw Ao_pred Ao_isp Ao_pre Ao_kond Ao_hlad
A_max
global A_dov A_odv Fi_dov Fi_odv Ppmp Peks eta_procesa icrt
global fluid kondenzator Cl_kond k_vz Tz
global Fipred Fiisp Fipre Tdp3 Tdp4 hdp3 hdp4
```

%zadani parametri:

```
% temp dp-a na ulazu u pregrijac, Tdp_in5 [K]
% minimalna temp razlika između struja u pinch tocki, dTPinch [K]
% tlak dimnih plinova, pdp [bar]
% protok dimnih plinova, mdp [kg/s]
% sastav dimnih plinova, yj [mol]
% temp rashl medija na ulazu u kondenzator, Tras_in [K]
% temp rashl medija na izlazu iz kondenzatora, Tras_out [K]
% temp razlika između struja na ulazu u kondenzator, dT6 [K]
% temperaturni interval pothlađenja, dTpothl [K]
% izentropski stupanj djelovanja pumpe, eta_pmp [-]
% izentropski stupanj djelovanja ekspander, eta_eks [-]
```

%pretpostavke:

```
% koef prelaza topl predgrijaca, k_pred [W/(m^2*K)]
% koef prelaza topl isparivaca, k_isp [W/(m^2*K)]
% koef prelaza topl pregrijaca, k_pre [W/(m^2*K)]
% pad tlaka u predgrijacu, Z32 [%]
% pad tlaka u isparivacu, Z43 [%]
% pad tlaka u pregrijacu, Z54 [%]
% pad tlaka u kondenzatoru, Z87[%]
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%POCETAK%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
A_max=1000; %maksimalno dopusten zbroj površina
dov i odv topline
```

```
kondenzator=1; %0 znaci posredno hladenje, a 1
izravno hladenje
```

```

IA_odv=0; %0 znaci bez ogranicjenja površine
A_odv, a 1 znaci da se mw racuna iz A_odv

%inicijalizacija
Tdp_out=0;
Tisp=0;
Tkond=0;
hdp_in=0;
hdp_out=0;
mw=0;
Ao_pred=0;
Ao_isp=0;
Ao_pre=0;
Ppmp=0;
Peks=0;

icrt=0; % =1 znaci crtaj dijagrame
p(1:9)=0;
T(1:9)=0;
h(1:9)=0;
s(1:9)=0;

%variable
x(1)=20; %x(1)=dT2
xmin(1)=20;
xmax(1)=20;

x(2)=30; %x(2)=dT5
xmin(2)=30;
xmax(2)=150;

x(3)=20; %x(3)=dT3=dTpinch
xmin(3)=10;
xmax(3)=200;

x(4)=20; %x(4)=dTkond
xmin(4)=20;
xmax(4)=20;

%sastav i svojstva dimnih plinova
yN2=0.741; %molni udio dušika u
dp
yO2=0.0; %molni udio dušika u
dp
yCO2=0.131; %molni udio dušika u
dp
yW=0.128; %molni udio dušika u
dp
if (yN2+yO2+yCO2+yW)>1 %yN2+yO2+yCO2+yW=1
    then error ('zbroy molnih udjela veći od 1')
```

```

else
end
Tdp_in=773.15; %temp dp-a na ulazu u
pregrijac (vanjska strana izmjenjivaca) [K]
pdp=1.01325*100; %tlak dp-a u
izmjenjivacima topline, konst. [kPa]
hdp_in =
refpropm('H','T',Tdp_in,'p',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','water',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %entalpija dimnih plinova na ulazu u
pregrijac [J/kg]
mdp=700/3600; %maseni protok dp-a
[kg/s]

%svojstva rashladnog medija
%s posrednim hlađenjem (voda, pa zrak)
if kondenzator == 0
    Tz=0+273.15; %temp okolisnjeg zraka
na ulazu u kondenzator ili hladnjak [K]
    Tras_in=70+273.15; %temp rashl medija na
ulazu u kondenzator [K]
    Tras_out=93+273.15; %temp rashl medija na
izlazu iz kondenzatora [K]
    k_kond=200; %koef prolaza topl u
kondenzatoru [W/m^2*K]
    k_vz=30; %koef prolaza topl u
[W/m^2*K]
else
    %s neposrednim hlađenjem (zrak)
    Tz=0+273.15; %temp okolisnjeg zraka
na ulazu u kondenzator ili hladnjak [K]
    Tras_out=Tz+60;
    k_vz=30; %koef prolaza topline
kapljevina/plin [W/m^2*K]
end
%pretpostavljeni koeficijenti prolaza topline
k_pred=42.6; %150 %koef prolaza topl u
predgrijacu [W/(m^2*K)]
k_isp=43.7; %200 %koef prolaza topl u
isparivacu [W/(m^2*K)]
k_pre=50; %120 %koef prolaza topl u
pregrijacu [W/(m^2*K)]

fluid = 'water';
pa=1.01325; %atmosferski tlak
[bar]
pmin=(pa+(pa*0.2))*100; %minimalni dozvoljeni
tlak u sustavu [kPa]
dTpothl=3; %delta temp
pothladenja kapljevine [K]
eta_pmp=0.85; %izentropski stupanj
korisnosti pumpe [-]

```

```

eta_eks=0.9; %izentropski stupanj
korisnosti ekspandera [-]
Z32=0.925; %pretpostavljeni pad
tlaka u predgrijacu, Z32=p3/p2 [-]
Z43=0.965; %pretpostavljeni pad
tlaka u isparivacu, Z43=p4/p3 [-]
Z54=0.99; %pretpostavljeni pad
tlaka u pregrijacu, Z54=p5/p4 [-]
Z87=0.925; %pretpostavljeni pad
tlaka u kondenzatoru, Z87=p8/p7 [-]

[X0,Pnetto_max]=findmaximum(@ciklus_R,xmin,xmax);

icrt=1;
Pnetto=ciklus_R(X0);
disp(['Tdp,in      =',num2str(Tdp_in),' K']);
disp(['Tdp,out     =',num2str(Tdp_out),' K']);
disp(['Tzraka      =',num2str(Tz),' K']);
disp(' ');
disp(['Fi_dov      =',num2str(Fi_dov),' W']); %dovedena
toplina [W]
disp(['Fi_odv      =',num2str(Fi_odv),' W']); %odvedena
toplina [W]
disp(['A_dov       =',num2str(A_dov),' m^2']); %površina
izmjenjivaca na toploj str [m2]
disp(['A_odv       =',num2str(A_odv),' m^2']); %površina
izmjenjivaca na hladnoj str [m2]
disp(['Ppumpe      =',num2str(Ppmp),' W']); %ukupna
snaga sustava [W]
disp(['Pekspandera=',num2str(Peks),' W']); %ukupna
snaga sustava [W]
disp(['Pnetto      =',num2str(Pnetto),' W']); %ukupna
snaga sustava [W]
disp(['eta_procesa=',num2str(eta_procesa),' %']); %stupanj
korisnosti sustava [-]
disp(' ');
TT=[' T(1)= ';' T(2)= ';' T(3)= ';' T(4)= ';' T(5)= ';'
T(6)= ';' T(7)= ';' T(8)= '];
Tp=[' p(1)= ';' p(2)= ';' p(3)= ';' p(4)= ';' p(5)= ';'
p(6)= ';' p(7)= ';' p(8)= '];
Th=[' h(1)= ';' h(2)= ';' h(3)= ';' h(4)= ';' h(5)= ';'
h(6)= ';' h(7)= ';' h(8)= '];
for ii=1:8

disp([TT(ii,1:8),num2str(T(ii)),Tp(ii,1:8),num2str(p(ii)),Th(i
i,1:8),num2str(h(ii))]);
end
disp(' ');

icrt=0;

```

```

IA_odv=1;           %0 znaci bez ogranicjenja povrshine A_odv, a
1 znaci da se mw racuna iz A_odv
x(2)=30;           %x(2)=dT5
xmin(2)=30;
xmax(2)=30;

x(3)=10;           %x(3)=dT3=dTpinch (nema ulogu kada je
IA_odv=1)
xmin(3)=10;
xmax(3)=10;

x(4)=100;          %x(4)=dT Kond (dT Kond je sada dodatak na
Tz)
xmin(4)=100;
xmax(4)=120;

%% ISPIS PODATAKA %%

variable={'Tz [K]', 'Aadv [m^2]', 'Pnetto [W]', 'p(8)
[kPa]', 'T(8) [K]', 'Ppmp [W]', 'p(3) [kPa]', 'T(3) [K]', 'T(5)
[K]', 'Peks [W]', 'dTPinch [K]', 'Tdpout [K]', 'Aadv [m^2]', 'Cz
[J/K]', 'mw [kg/s]', 'Fidov [W]', 'Fiodv [W]', 'eta_procesa [%]'};

xlswrite('Tablica', variable, 'sheet1', 'A1:R1');
red=['A2 :R2 '; 'A3 :R3 '; 'A4 :R4 '; 'A5 :R5 '; 'A6 :R6 '; 'A7 :R7
'; 'A8 :R8 '; 'A9 :R9
'; 'A10:R10'; 'A11:R11'; 'A12:R12'; 'A13:R13'; 'A14:R14'; 'A15:R15';
'A16:R16'; 'A17:R17'; 'A18:R18'; 'A19:R19'; 'A20:R20'; 'A21:R21'; 'A
22:R22'; 'A23:R23'; 'A24:R24'; 'A25:R25'; 'A26:R26'];
NJ=5;              %racuna za 5 razlicitih temp
NI=16;             %racuna za 17 razlicitih površina, ali
ispisuje i=1,5,9,13,17,21,25, tj. A_odv=4,8,12,16,20
fid = fopen('Rezultati.plt', 'w');
fprintf(fid, 'VARIABLES = "Aadv", "Tz", "Pnetto"\n');
fprintf(fid, 'ZONE I=%i, J=%i, DATAPACKING=POINT\n', NI, NJ);
for j=1:NJ
    Tz=-10+273.15+(j-1)*10;
    x(4)=100-(Tz-273.15);          %x(4)=dT Kond (dT Kond je sada
dodatak na Tz)
    xmin(4)=100-(Tz-273.15);
    xmax(4)=140-(Tz-273.15);
    for i=1:NI
        A_odv=1+(i-1);
        [X0, Pnetto_max]=findmaximum(@ciklus_R, xmin, xmax);
        if mod(i,3)==1 && i>3
            index=i-fix(i/3)*2-1+(j-1)*5;    %index određuje u
koji se red pisu podaci u excel

xlswrite('Tablica', [Tz, A_odv, Pnetto_max, p(8), T(8), Ppmp, p(3), T(
3), T(5), Peks, Tdp3-

```

```

T(3),Tdp_out,A_dov,C1_kond,mw,Fi_dov,Fi_odv,eta_procesa], 'sheet1',red(index,1:7));
    end
    fprintf(fid,'%10.2f %10.1f
%10.1f\n',A_odv,Tz,Pnetto_max);
    disp(['i= ',num2str(i), ' j= ',num2str(j)]);
    end
end
fclose(fid);

```

2) Glavni program, radni medij je etanol:

```

global yN2 yO2 yCO2 yW IA_odv
global Tdp_in Tdp_out pdp mdp Tras_in Tras_out pa
global k_pred k_isp k_pre k_kond
global pmin dTpothl eta_pmp eta_eks Z32 Z43 Z54 Z87
global p T Tisp Tkond h s
global hdp_in hdp_out mw Ao_pred Ao_isp Ao_pre Ao_kond Ao_hlad
A_max
global A_dov A_odv Fi_dov Fi_odv Ppmp Peks eta_procesa icrt
global fluid kondenzator C1_kond k_vz Tz
global Fipred Fiisp Fipre Tdp3 Tdp4 hdp3 hdp4

```

%zadani parametri:

```

% temp dp-a na ulazu u pregrijac, Tdp_in5 [K]
% minimalna temp razlika između struja u pinch tocki, dTPinch [K]
% tlak dimnih plinova, pdp [bar]
% protok dimnih plinova, mdp [kg/s]
% sastav dimnih plinova, yj [mol]
% temp rashl medija na ulazu u kondenzator, Tras_in [K]
% temp rashl medija na izlazu iz kondenzatora, Tras_out [K]
% temp razlika između struja na ulazu u kondenzator, dT6 [K]
% temperaturni interval pothlađenja, dTpothl [K]
% izentropski stupanj djelovanja pumpe, eta_pmp [-]
% izentropski stupanj djelovanja ekspander, eta_eks [-]

```

%pretpostavke:

```

% koef prelaza topl predgrijaca, k_pred [W/(m^2*K)]
% koef prelaza topl isparivaca, k_isp [W/(m^2*K)]
% koef prelaza topl pregrijaca, k_pre [W/(m^2*K)]
% pad tlaka u predgrijacu, Z32 [%]
% pad tlaka u isparivacu, Z43 [%]
% pad tlaka u pregrijacu, Z54 [%]
% pad tlaka u kondenzatoru, Z87[%]

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%POCETAK%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

kondenzator=1;           %0 znaci posredno hladenje, a 1 izravno
hladenje
IA_odv=0;                 %0 znaci bez ogranicenja površine A_odv, a
1 znaci da se mw racuna iz A_odv

%inicijalizacija
Tdp_out=0;
Tisp=0;
Tkond=0;
hdp_in=0;
hdp_out=0;
mw=0;
Ao_pred=0;
Ao_isp=0;
Ao_pre=0;
Ppmp=0;
Peks=0;

icrt=0;                   % =1 znaci crtaj dijagrame
p(1:9)=0;
T(1:9)=0;
h(1:9)=0;
s(1:9)=0;

%variable
x(1)=20;                  %x(1)=dT2
xmin(1)=20;
xmax(1)=20;

x(2)=200;                 %x(2)=dT5
xmin(2)=200;
xmax(2)=250;

x(3)=20;                  %x(3)=dT3=dTpinch
xmin(3)=10;
xmax(3)=200;

x(4)=20;                  %x(4)=dTkond
xmin(4)=20;
xmax(4)=20;

%sastav i svojstva dimnih plinova
yN2=0.741;                %molni udio dušika u dp
yO2=0.0;                  %molni udio dušika u dp
yCO2=0.131;               %molni udio dušika u dp
yW=0.128;                 %molni udio dušika u dp
if (yN2+yO2+yCO2+yW)>1    %yN2+yO2+yCO2+yW=1
    then error ('zbroy molnih udjela veći od 1')
else
end

```



```

Tdp_in=773.15; %temp dp-a na ulazu u pregrijac
(vanjska strana izmjenjivaca) [K]
pdp=1.01325*100; %tlak dp-a u izmjenjivacima
topline, konst. [kPa]
hdp_in =
refpropm('H','T',Tdp_in,'p',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','wat
er',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %entalpija dimnih plinova na ulazu u
pregrijac [J/kg]
mdp=700/3600; %maseni protok dp-a [kg/s]

%svojstva rashladnog medija
%s posrednim hlađenjem (voda, pa zrak)
if kondenzator == 0
    Tz=0+273.15; %temp okolisnjeg zraka na
ulazu u kondenzator ili hladnjak [K]
    Tras_in=70+273.15; %temp rashl medija na ulazu u
kondenzator [K]
    Tras_out=93+273.15; %temp rashl medija na izlazu
iz kondenzatora [K]
    k_kond=200; %koef prolaza topl u
kondenzatoru [W/m^2*K]
    k_vz=30; %koef prolaza topl u
[W/m^2*K]
else
    %s neposrednim hlađenjem (zrak)
    Tz=0+273.15; %temp okolisnjeg zraka na
ulazu u kondenzator ili hladnjak [K]
    Tras_out=Tz+60;
    k_vz=30; %koef prolaza topl u
[W/m^2*K]
end
%pretpostavljeni koeficijenti prolaza topline
k_pred=42.6; %150 %koef prolaza topl u
predgrijacu [W/(m^2*K)]
k_isp=43.7; %200 %koef prolaza topl u
isparivacu [W/(m^2*K)]
k_pre=50; %120 %koef prolaza topl u
pregrijacu [W/(m^2*K)]

fluid = 'ethanol';
pa=1.01325; %atmosferski tlak [bar]
pmin=(pa+(pa*0.2))*100; %minimalni dozvoljeni tlak u
sustavu [kPa]
dTpothl=3; %delta temp pothladenja
kapljevine [K]
eta_pmp=0.85; %izentropski stupanj
korisnosti pumpe [-]
eta_eks=0.9; %izentropski stupanj
korisnosti ekspandera [-]
Z32=0.925; %pretpostavljeni pad tlaka u
predgrijacu, Z32=p3/p2 [-]

```

```

Z43=0.965; %pretpostavljeni pad tlaka u
isparivacu, Z43=p4/p3 [-]
Z54=0.99; %pretpostavljeni pad tlaka u
pregrijacu, Z54=p5/p4 [-]
Z87=0.925; %pretpostavljeni pad tlaka u
kondenzatoru, Z87=p8/p7 [-]

[X0,Pnetto_max]=findmaximum(@ciklus_R,xmin,xmax);

icrt=1;
Pnetto=ciklus_R(X0);
disp(['Tdp,in      =',num2str(Tdp_in),' K']);
disp(['Tdp,out     =',num2str(Tdp_out),' K']);
disp(['Tzraka      =',num2str(Tz),' K']);
disp(' ');
disp(['Fi_dov      =',num2str(Fi_dov),' W']); %dovedena
toplina [W]
disp(['Fi_odv      =',num2str(Fi_odv),' W']); %odvedena
toplina [W]
disp(['A_dov       =',num2str(A_dov),' m^2']); %površina
izmjenjivaca na toploj str [m2]
disp(['A_odv       =',num2str(A_odv),' m^2']); %površina
izmjenjivaca na hladnoj str [m2]
disp(['Ppumpe      =',num2str(Ppmp),' W']); %ukupna
snaga sustava [W]
disp(['Pekspandera=',num2str(Peks),' W']); %ukupna
snaga sustava [W]
disp(['Pnetto      =',num2str(Pnetto),' W']); %ukupna
snaga sustava [W]
disp(['eta_procesa=',num2str(eta_procesa),' %']); %stupanj
korisnosti sustava [-]
disp(' ');
TT=[' T(1)= ';' T(2)= ';' T(3)= ';' T(4)= ';' T(5)= ';'
T(6)= ';' T(7)= ';' T(8)= '];
Tp=[' p(1)= ';' p(2)= ';' p(3)= ';' p(4)= ';' p(5)= ';'
p(6)= ';' p(7)= ';' p(8)= '];
Th=[' h(1)= ';' h(2)= ';' h(3)= ';' h(4)= ';' h(5)= ';'
h(6)= ';' h(7)= ';' h(8)= '];
for ii=1:8

disp([TT(ii,1:8),num2str(T(ii)),Tp(ii,1:8),num2str(p(ii)),Th(i
i,1:8),num2str(h(ii))]);
end
disp(' ');

icrt=0;
IA_odv=1; %0 znaci bez ogranicenja površine A_odv, a
1 znaci da se mw racuna iz A_odv
x(2)=250; %x(2)=dT5
xmin(2)=250;

```

```

xmax(2)=250;

x(3)=10;                %x(3)=dT3=dTpinch (nema ulogu kada je
IA_odv=1)
xmin(3)=10;
xmax(3)=10;

x(4)=77;                %x(4)=dTkond (dTkond je sada dodatak na
Tz)
xmin(4)=77;
xmax(4)=120;

%% ISPIS PODATAKA %%

variable={'Tz [K]', 'Aodv [m^2]', 'Pnetto [W]', 'p(8)
[kPa]', 'T(8) [K]', 'Ppmp [W]', 'p(3) [kPa]', 'T(3) [K]', 'T(5)
[K]', 'Peks [W]', 'dTPinch [K]', 'Tdpout [K]', 'Adov [m^2]', 'Cz
[W/K]', 'mw [kg/s]', 'Fidov [W]', 'Fiodv [W]', 'eta_procesa [%]'};

xlswrite('Tablica', variable, 'sheet1', 'A1:R1');
red=['A2 :R2 '; 'A3 :R3 '; 'A4 :R4 '; 'A5 :R5 '; 'A6 :R6 '; 'A7 :R7
'; 'A8 :R8 '; 'A9 :R9
'; 'A10:R10'; 'A11:R11'; 'A12:R12'; 'A13:R13'; 'A14:R14'; 'A15:R15';
'A16:R16'; 'A17:R17'; 'A18:R18'; 'A19:R19'; 'A20:R20'; 'A21:R21'; 'A
22:R22'; 'A23:R23'; 'A24:R24'; 'A25:R25'; 'A26:R26'];
NJ=5;                    %racuna za 5 razlicitih temp
NI=16;                   %racuna za 17 razlicitih površina, ali
ispisuje u excel i=1,5,9,13,17,21,25, tj. A_odv=4,8,12,16,20
fid = fopen('Rezultati.plt', 'w');
fprintf(fid, 'VARIABLES = "Aodv", "Tz", "Pnetto"\n');
fprintf(fid, 'ZONE I=%i, J=%i, DATAPACKING=POINT\n', NI, NJ);
for j=1:NJ
    Tz=-10+273.15+(j-1)*10;
    x(4)=100-(Tz-273.15);    %x(4)=dTkond (dTkond je sada
dodatak na Tz)
    xmin(4)=100-(Tz-273.15);
    xmax(4)=140-(Tz-273.15);
    for i=1:NI
        A_odv=1+(i-1);
        [X0, Pnetto_max]=findmaximum(@ciklus_R, xmin, xmax);
        if mod(i,3)==1 && i>3
            index=i-fix(i/3)*2-1+(j-1)*5;    %index određuje u
koji se red pisu podaci u excel

xlswrite('Tablica', [Tz, A_odv, Pnetto_max, p(8), T(8), Ppmp, p(3), T(
3), T(5), Peks, Tdp3-
T(3), Tdp_out, A_dov, Cl_kond, mw, Fi_dov, Fi_odv, eta_procesa], 'shee
t1', red(index, 1:7));
        end
        fprintf(fid, '%10.2f %10.1f
%10.1f\n', A_odv, Tz, Pnetto_max);

```

```

        disp(['i= ', num2str(i), '   j= ', num2str(j)]);
    end
end
fclose(fid);

```

3) Optimizacija procesa, naći maksimum:

```

function [X0, funmin]=findmaximum(funname,XMIN,XMAX)

%.... funkcija koja traži minimum funkcije "funname"
%      X0  = vrijsdnosti varijabli za postignuti minimum
%      funmin= nađeni minimum funkcije
%
%      fun = funkcija Fun(X)
%      XMIN= donja granica varijabli
%      XMAX= gornja granica varijabli

NLEVEL=10;           % broj razina optimizacije
N=length(XMAX);      % broj varijabli
NMC=100;             % broj tocaka za Monte Carlo metodu
%   if N<6
%       NMC=10^N;      % broj tocaka za Monte Carlo metodu
%   end

DX(1:N)=0; % inicijalizacija
X0(1:N)=0; % inicijalizacija
XP(1:N)=0; % inicijalizacija
XM(1:N)=0; % inicijalizacija
for I=1:N
    DX(I)=(XMAX(I)-XMIN(I))/50; % pocetni korak
    % X0(I)=0.5*(XMAX(I)+XMIN(I)); % pocetna tocka
end

%....Odredjivanje pocetne tocke Monte-Carlo metodom
FMAX=-1.E20;
for II=1:NMC
    for I=1:N
        XP(I)=XMIN(I)+rand(1,1)*(XMAX(I)-XMIN(I));
    end
    FP=feval(funname,XP);
    if FP>FMAX
        FMAX=FP;
        X0=XP;
    end
end
end

```

```
% 'završio Monte-Carlo'
FMAX;
X0;

% ----- procedura -----
F0=feval(funname,X0);
FP=1.e10;
FM=1.e10;
for L=1:NLEVEL
    I=1;
    IND=0;
    while I<N+1
        while (F0<FP) || (F0<FM)
            if IND>=0
                XP=X0;
                XP(I)=X0(I)+DX(I);
                XP(I)=min(XP(I),XMAX(I));
                FP=feval(funname,XP);
            end

            if IND<=0
                XM=X0;
                XM(I)=X0(I)-DX(I);
                XM(I)=max(XM(I),XMIN(I));
                FM=feval(funname,XM);
            end

            if (FM>F0) && (FM>FP)
                IND=-1;
                X0=XM;
                F0=FM;
                FP=F0;
            end

            if (FP>F0) && (FP>FM)
                IND=1;
                X0=XP;
                F0=FP;
                FM=F0;
            end
        end

        if IND==0
            I=I+1;
            FP=1.e10;
            FM=1.e10;
        else
            IND=0;
            I=1;
            FP=1.e10;
            FM=1.e10;
        end
    end
end
```

```

        end
    end
    DX=DX/5;
    % 'završio level'
end

```

```
funmin=F0;
```

4) Proračun, Rankineov ciklus:

```

function [Pnetto]=ciklus_R(x)
global yN2 yO2 yCO2 yW IA_odv
global Tdp_in Tdp_out pdp mdp Tras_in Tras_out pa
global k_pred k_isp k_pre k_kond
global pmin dTpothl eta_pmp eta_eks Z32 Z43 Z54 Z87
global p T Tisp Tkond h s
global hdp_in hdp_out mw Ao_pred Ao_isp Ao_pre Ao_kond Ao_hlad
A_max
global A_dov A_odv Fi_dov Fi_odv Ppmp Peks eta_procesa icrt
global fluid kondenzator Cl_kond k_vz Tz
global Fipred Fiisp Fipre Tdp3 Tdp4 hdp3 hdp4

```

```
Pnetto=0;
```

```

%% 1. PRETPOSTAVI STANJE U TOCKI 7 (suhozasicena para)
if IA_odv==0
    T7=Tras_out+x(4); %temp
    rashl medija na izlazu iz kond mora biti niza od radnog medija
    na ulazu u kond
else

```

```

    T7=Tz+x(4);
end
p7 = refpropm('P','T',T7,'Q',1,fluid);
%p7=f(T7,x=0)

```

```

%% 2. MINIMALNI TLAK U SUSTAVU
pmin=max(1.1*pa*100, p7*Z87); %min tlak
u sustavu [kPa]
p(1)=pmin;
%p1=p8=pmin
p(8)=p(1);

```

```

%% 3. STANJE U TOCKI 7 (suhozasićena para)
p(7)=p(8)/Z87;
T(7) = refpropm('T','P',p(7),'Q',1,fluid);
%T7=f(p7,x=1)
h(7) = refpropm('H','P',p(7),'Q',1,fluid);
%h7=f(p7,x=1)
s(7) = refpropm('s','P',p(7),'Q',1,fluid);
%s7=f(p7,x=1)

```

```

%% 4. STANJE U TOCKI 8 (vrela kapljevina)
T(8) = refpropm('T','P',p(8),'Q',0,fluid);
%T8=f(p8,x=0)
h(8) = refpropm('H','P',p(8),'Q',0,fluid);
%h8=f(p8,x=0)
s(8) = refpropm('S','P',p(8),'Q',0,fluid);
%s8=f(p8,x=0)

Tkond=(T(7)+T(8))/2; %srednja
temperatura kondenzacije između T(7) i T(8), za PI1 parametar

%% 5. STANJE U TOČKI 1, izlaz iz kondenzatora -> ulaz u pumpu
T(1)=T(8)-dTpoth1;
s(1) = refpropm('S','T',T(1),'P',p(1),fluid);
%s1=f(T1,p1)
h(1) = refpropm('H','T',T(1),'P',p(1),fluid);
%h1=f(T1,p1)

%% 6. STANJE U TOCKI 6, izlaz iz ekspandera -> ulaz u
kondenzator
p(6)=p(7);
T(6)=T(7)+5; % 5
stupnjeva iznad temp 7
h(6) = refpropm('H','T',T(6),'p',p(6),fluid);
%h6_is=f(p6,S6_is)
s(6) = refpropm('S','P',p(6),'H',h(6),fluid);
%s6=f(p6,h6)

%% 7. STANJE U TOCKI 5, izlaz iz pregrijaca -> ulaz u
ekspander
T(5)=Tdp_in-x(2); %x(2)=dT5
s(5)=s(6);
for i=1:20
    h(5) = refpropm('H','T',T(5),'S',s(5),fluid);
    h6_is = refpropm('H','P',p(6),'S',s(5),fluid);
    f=h(5)-h(6)-eta_eks*(h(5)-h6_is);
    ds=-f/(T(5)*(1-eta_eks)+eta_eks*T(6));
    s(5)=s(5)+ds;
end

if abs(ds)>1.e-5
    'Povecati broj iteracija za odrediti s(5)!'
end
p(5) = refpropm('P','T',T(5),'H',h(5),fluid);
p_krit=refpropm('P','C',0,' ',0,fluid);
if (p(5)/Z54/Z43/Z32)>=p_krit
    return
end

%% 8. STANJE U TOCKI 4, izlaz iz isparivaca -> ulaz u
pregrijac (suhozasicena para)

```

```

p(4)=p(5)/Z54;
T(4) = refpropm('T','P',p(4),'Q',1,fluid);
%T4=f(p4,x=1)
h(4) = refpropm('H','P',p(4),'Q',1,fluid);
%h4=f(p4,x=1)
s(4) = refpropm('S','P',p(4),'Q',1,fluid);
%s4=f(p4,x=1)

if s(4)>s(5) %da li je
tocka 5 u zasicenom podrucju?
    return
end

%% 7. STANJE U TOCKI 3, izlaz iz predgrijaca -> ulaz u
isparivac (vrela kapljevina)
p(3)=p(4)/Z43;
T(3) = refpropm('T','P',p(3),'Q',0,fluid);
%T3=f(p3,x=0)
h(3) = refpropm('H','P',p(3),'Q',0,fluid);
%h3=f(p3,x=0)
s(3) = refpropm('S','P',p(3),'Q',0,fluid);
%s3=f(p3,X=0)

Tisp=(T(3)+T(4))/2; %srednja
temperatura isparavanja izmedu T(3) i T(4), za PI1 parametar

%% 9. STANJE U TOCKI 2, izlaz iz pumpe -> ulaz u predgrijac
p(2)=p(3)/Z32;
s2_is=s(1);
h2_is = refpropm('H','P',p(2),'S',s2_is,fluid);
%h2_is=f(p2,s2_is)
h(2)=h(1)+(h2_is-h(1))/eta_pmp;
T(2) = refpropm('T','P',p(2),'H',h(2),fluid);
%T2=f(p2,h2)
s(2) = refpropm('S','P',p(2),'H',h(2),fluid);
%s2=f(p2,h2)

T(9)=T(1); %zatvaramo
konturu plot-a ciklusa
s(9)=s(1);
h(9)=h(1);
%% PLOTANJE
if icrt==1
%% PLOTANJE T/s DIJAGRAMA
Tkrit = refpropm('T','C',0,' ',0,fluid)-0.001;
Tmin = round((T(1)-30)/10)*10;

figure(1)
Tplot=linspace(Tmin,Tkrit,101);
Tplot(102)=Tplot(101);
for i=1:101

```



```

        Splot0(i) = refpropm('S','T',Tplot(i),'Q',0,fluid);
        Splot1(i) = refpropm('S','T',Tplot(i),'Q',1,fluid);
    end
    Splot0(102)=0.5*(Splot0(101)+Splot1(101));
    Splot1(102)=Splot0(102);

    plot(s,T,'k-o',Splot0,Tplot,'b',Splot1,Tplot,'r');

    %% PLOTANJE h/s DIJAGRAMA
    figure(2)
    for i=1:101
        Hplot0(i) = refpropm('H','T',Tplot(i),'Q',0,fluid);
        Hplot1(i) = refpropm('H','T',Tplot(i),'Q',1,fluid);
    end
    Hplot0(102)=0.5*(Hplot0(101)+Hplot1(101));
    Hplot1(102)=Hplot0(102);

    plot(s,h,'k-o',Splot0,Hplot0,'b',Splot1,Hplot1,'r');

    end

    %% 10. MASENI PROTOK RADNOG MEDIJA
    if IA_odv==0 %slucaj bez ogranicjenja povrshine
        Tdp3=T(3)+x(3);
        %temperatura u Pinch tocki [K]
        hdp3 =
        refpropm('H','T',Tdp3,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','water',
        '[yN2 yO2 yCO2 yW]'); %hdp5=f(Tdp3,pdp)
        mw=mdp*(hdp_in-hdp3)/(h(5)-h(3)); %maseni
        protok radnog medija kroz sustav [kg/s]

        %kontrola Tdp2
        Tdp2min=T(2)+x(1);
        %minimalno dopuštena temperatura dp-a za 20°C veća od T(2)
        hdp2min =
        refpropm('H','T',Tdp2min,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','water',
        '[yN2 yO2 yCO2 yW]'); %hdp2min=f(Tdp2min,pdp)
        hdp_out=hdp3-mw*(h(3)-h(2))/mdp; %temp
        dp-a na izlazu iz predgrijaca [K]
        if hdp_out<hdp2min
            hdp_out=hdp2min;
            Tdp_out=Tdp2min;
            mw=mdp*(hdp_in-hdp_out)/(h(5)-h(2));
            Fipred=mw*(h(3)-h(2));
            Fiisp=mw*(h(4)-h(3));
            Fipre=mw*(h(5)-h(4));
            hdp3=hdp_out+Fipred/mdp;
            Tdp3 =
            refpropm('T','H',hdp3,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','water',
            '[yN2 yO2 yCO2 yW]'); %Tdp3=f(hdp3,pdp)
            Fi_odv=mw*(h(1)-h(6));

```

```

end

else %slucaj sa ogranicenjem površine
    PI2_kond=0.2; %PI2
    kondenzatora drzimo konstantnim
    PI1_kond=1-exp(-PI2_kond);
    C1_kond=k_vz*A_odv/PI2_kond;
    Tras_out=Tz-PI1_kond*(Tz-Tkond);
    Fi_odv=C1_kond*(Tz-Tras_out);
    mw=Fi_odv/(h(1)-h(6));
end

%% 11. POVRŠINE IZMJENJIVACA TOPLINE SA STRANE TOPLINSKOG
IZVORA
%%%%Površina Predgrijaca (2-3)
Fipred=mw*(h(3)-h(2)); %toplina
dovedena na pregrijacu
Fiisp=mw*(h(4)-h(3)); %toplina
dovedena na isparivacu
Fipre=mw*(h(5)-h(4)); %toplina
dovedena na pregrijacu
Fi_dov=Fipred+Fiisp+Fipre; %ukupna
dovedena toplina

%kontrola dTdp2
Tdp2min=T(2)+x(1); %minimalno
dopuštena temperatura dp-a za 20°C veća od T(2)
hdp2min =
refpropm('H','T',Tdp2min,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','wa
ter',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %hdp2min=f(Tdp2min,pdp)

hdp_out=hdp_in-Fi_dov/mdp; %entalpija
dp-a na izlazu iz predgrijaca [K]
if hdp_out<hdp2min
    hdp_out=hdp2min;
    Tdp_out=Tdp2min;
    mw=mdp*(hdp_in-hdp_out)/(h(5)-h(2));
    Fipred=mw*(h(3)-h(2));
    Fiisp=mw*(h(4)-h(3));
    Fipre=mw*(h(5)-h(4));
    Fi_dov=Fipred+Fiisp+Fipre; %ukupna
    dovedena toplina
    hdp3=hdp_out+Fipred/mdp;
    Tdp3 =
refpropm('T','H',hdp3,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','water
',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %Tdp3=f(hdp3,pdp)
    Fi_odv=mw*(h(1)-h(6));
end
Tdp_out =
refpropm('T','H',hdp_out,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','wa
ter',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %Tdp_out=f(hdp_out,pdp)

```

```

%kontrola Pincha
Tdp3min=T(3)+10;
hdp3min =
refpropm('H','T',Tdp3min,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','wa
ter',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %hdp3min=f(Tdp3min,pdp)
hdp3=hdp_out+Fipred/mdp;
if hdp3<hdp3min
    hdp3=hdp3min;
    Tdp3=Tdp3min;
    mw=mdp*(hdp_in-hdp3)/(h(5)-h(3));
    Fipred=mw*(h(3)-h(2));
    Fiisp=mw*(h(4)-h(3));
    Fipre=mw*(h(5)-h(4));
    Fi_dov=Fipred+Fiisp+Fipre; %ukupna
dovedena toplina
    hdp_out=hdp_in-Fi_dov/mdp;
    Tdp_out =
refpropm('T','H',hdp_out,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','wa
ter',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %Tdp_out=f(hdp_out,pdp)
end
Tdp3 =
refpropm('T','H',hdp3,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','water
',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %Tdp3=f(hdp3,pdp)

hdp4=Fiisp/mdp+hdp3;
%temperatura dimnih plinova na izlazu iz predgrijaca [K]
Tdp4 =
refpropm('T','H',hdp4,'P',pdp,'nitrogen','oxygen','co2','water
',[yN2 yO2 yCO2 yW]); %Tdp4=f(hdp4,pdp)

%bezdimenzijski parametri
PI1_pred=(Tdp3-Tdp_out)/(Tdp3-T(2));
%bezdimenzijski PI1 parametar za predgrijac [-]
C1_pred=Fipred/(T(3)-T(2));
C2_pred=Fipred/(Tdp3-Tdp_out);
PI3_pred=C1_pred/C2_pred;
if PI3_pred > 1
    PI3_pred=1/PI3_pred;
    PI1_pred=(T(2)-T(3))/(T(2)-Tdp3);
    C1_pred=C2_pred;
end
PI2_pred=log((1-PI1_pred*PI3_pred)/(1-PI1_pred))/(1-
PI3_pred);%bezdimenzijski PI2 parametar za predgrijac [-]

Ao_pred=C1_pred*PI2_pred/k_pred; %ukupna
povrsina predgrijaca potrebna za izmjenu topline [m^2]

%%%%Povrsina Isparivaca (3-4)

```

```

%bezdimenzijski parametri
PI1_isp=(Tdp4-Tdp3)/(Tdp4-Tisp);
%bezdimenzijski PI1 parametar za isparivac [-]
C1_isp=Fiisp/(Tdp4-Tdp3);
%C2 je beskonacno velik u isparivacu
%PI3_isp=0;
PI2_isp=-log(1-PI1_isp);
%bezdimenzijski PI2 parametar za isparivac [-]

Ao_isp=C1_isp*PI2_isp/k_isp; %ukupna
povrsina isparivaca potrebna za izmjenu topline [m^2]

%%%%Povrsina Pregrijaca (4-5)
%bezdimenzijski parametri
PI1_pre=(Tdp_in-Tdp4)/(Tdp_in-T(4));
%bezdimenzijski PI1 parametar za pregrijac [-]
C1_pre=Fipre/(T(5)-T(4));
C2_pre=Fipre/(Tdp_in-Tdp4);
PI3_pre=C1_pre/C2_pre;
if PI3_pre > 1
    PI3_pre=1/PI3_pre;
    PI1_pre=(T(4)-T(5))/(T(4)-Tdp_in);
    C1_pre=C2_pre;
end
PI2_pre=log((1-PI1_pre*PI3_pre)/(1-PI1_pre))/(1-
PI3_pre); %bezdimenzijski PI2 parametar za pregrijac [-]

Ao_pre=C1_pre*PI2_pre/k_pre; %ukupna
povrsina pregrijaca potrebna za izmjenu topline [m^2]

%Ukupna povrsina na strani topl izvora
A_dov=Ao_pred+Ao_isp+Ao_pre; %ukupna
povrsina izmjenjivaca topline na toploj strani [m^2]

Fi_odv=mw*(h(1)-h(6)); %toplina
odvedena na kondenzatoru [W]

if IA_odv==0
    if kondenzator == 0;
        %% 12. POVRŠINE IZMJENJIVACA TOPLINE SA STRANE TOPLINSKOG
        PONORA
        %površina kondenzatora kod posrednog hlađenja
        %bezdimenzijski parametri
        %C2 je beskonacno velik u kondenzatoru;
        %PI3_kond=0;
        C1_kond=Fi_odv/(Tras_in-Tras_out); %toplinski
        kapacitet slabije struje [J/K]
        PI1_kond=(Tras_in-Tras_out)/(Tras_in-Tkond);
        %bezdimenzijski PI1 parametar za kondenzator [-]
        PI2_kond=-log(1-PI1_kond);
        %bezdimenzijski PI2 parametar za kondenzator [-]
    end
end

```

```

    Ao_kond=C1_kond*PI2_kond/k_kond; %ukupna
    površina kondenzatora potrebna za izmjenu topline [m^2]

    PI1_hlad=(Tz-(Tras_out-20))/(Tz-Tras_out);
    %bezdimenzijski PI1 parametar za pregrijac [-]
    C1_hlad=-Fi_odv/((Tras_out-20)-Tz);
    C2_hlad=-Fi_odv/(Tras_out-Tras_in);
    PI3_hlad=C1_hlad/C2_hlad;
    if PI3_hlad > 1
        PI3_hlad=1/PI3_hlad;
        PI1_hlad=(Tras_out-Tras_in)/(Tras_out-Tz);
        C1_hlad=C2_hlad;
    end
    PI2_hlad=log((1-PI1_hlad*PI3_hlad)/(1-PI1_hlad))/(1-
    PI3_hlad); %bezdimenzijski PI2 parametar za pregrijac [-]

    Ao_hlad=C1_hlad*PI2_hlad/k_vz; %ukupna
    površina pregrijaca potrebna za izmjenu topline [m^2]
    %površina
    na strani voda-zrak je jednaka kao površina kondenzatora
    else
        %površina kondenzatora kod izravnog hlađenja
        PI1_kond=(Tz-Tras_out)/(Tz-Tkond);
        %bezdimenzijski PI1 parametar za kondenzator [-]
        PI2_kond=-log(1-PI1_kond);
        %bezdimenzijski PI2 parametar za kondenzator [-]
        C1_kond=-Fi_odv/(Tras_out-Tz);
        Ao_hlad=0;
        Ao_kond=C1_kond*PI2_kond/k_vz; %ukupna
        površina kondenzatora potrebna za izmjenu topline [m^2]
    end
    A_odv=Ao_kond+Ao_hlad; %ukupna
    površina izmjenjivaca topline na hladnoj strani [m^2]

    if (A_dov+A_odv)>A_max
        return
    end
end
%% 12. SNAGE U SUSTAVU I ISKORISTIVOST

Ppmp=mw*(h(1)-h(2)); %snaga pumpe
Peks=mw*(h(5)-h(6)); %snaga ekspandera
Pnetto=Ppmp+Peks; %ukupna snaga

eta_procesa=(1-abs(Fi_odv/Fi_dov))*100; %iskoristivost sustava

```